



TUGAS AKHIR – TM090340

**RANCANG ULANG MESIN PEMOTONG TALAS,  
SINGKONG, PISANG TINJAUAN TERHADAP ELEMEN  
TRANSMISI, PASAK, BANTALAN**

WAHYUDI TRI ARIS SANDI  
NRP. 10211500000102

Dosen pembimbing  
Ir. Nur Husodo, MS.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018





**TUGAS AKHIR – TM090340**

**RANCANG ULANG MESIN PEMOTONG TALAS,  
SINGKONG, PISANG TINJAUAN TERHADAP ELEMEN  
TRANSMISI, PASAK, BANTALAN**

**WAHYUDI TRI ARIS SANDI  
NRP. 10211500000102**

**Dosen pembimbing  
Ir. Nur Husodo, MS.**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018**





**Final Project – TM090340**

**RECONSTRUCTION OF CUTTING MACHINE FOR  
TARO, CASSAVA, BANANA ACCORDING TO REVIEW  
OF TRANSMISSION ELEMENTS, PEGS AND PADS**

**WAHYUDI TRI ARIS SANDI  
NRP. 10211500000102**

**Advisor :  
Ir. Nur Husodo,MS.**

**DEPARTMENT OF INDUSTRIAL MECHANICAL  
ENGINEERING  
Faculty Vocations  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2018**



**RANCANG ULANG MESIN PEMOTONG UNTUK TALAS,  
SINGKONG, PISANG TINJAUAN TERHADAP ELEMEN  
TRANSMISI, PASAK, DAN BANTALAN**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar  
Ahli Madya Teknik Mesin  
Pada

Bidang Studi Manufaktur  
Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya

Oleh :

**WAHYUDI TRI ARIS SANDI**  
NRP. 10211500000102

Mengetahui dan Menyetujui :  
Dosen Pembimbing



Nur Hsodo, MS  
198701 1 001





# **RANCANG ULANG MESIN PEMOTONG UNTUK TALAS, SINGKONG, PISANG TINJAUAN TERHADAP ELEMEN TRANSMISI, PASAK, DAN BANTALAN**

**Nama Mahasiswa** : Wahyudi Tri Aris Sandi  
**NRP** : 10211500000102  
**Jurusan** : D3 Teknik Mesin FV – ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ir.Nur Husodo, MS.

## **Abstrak**

Penerapan Teknologi Tepat Guna di masyarakat sering sekali tidak dapat berjalan dengan baik dikarenakan problem teknis dan non teknis. Permasalahan terjadi pada UD Fari yang memproduksi kripik singkong , dimana terdapat mesin yang tidak dapat bekerja dan memerlukan perbaikan. Perbaikan akan dilakukan dan dengan memerhatikan keinginan-keinginan pelaku usaha. Oleh karena itu diperlukan perbaikan dengan jalan perancangan ulang (redesign) dan dengan memperhatikan keinginan mitra supaya operasional mesin menjadi lebih mudah.

Dengan melihat pada kondisi mesin yang ada pada UD Fari dimana mesin pemotong tersebut tidak dapat difungsikan dengan semestinya, setelah dilakukan pengamatan terdapat kerusakan pada reducer akibat kurang memerhatikan kondisi oli yang ada didalamnya. Kemudian dilakukan perancangan gambar pada mesin yang akan dilakukan perubahan sesuai dengan permintaan pelaku usaha UD Fari dengan mengurangi panjang pada hopper, dan penggunaan motor listrik pada penggeraknya, dan dapat digunakan juga untuk memotong talas, singkong, dan pisang. Kemudian setelah dilakukan redesain dapat dilakukan uji coba pada mesin pemotongan tersebut.

Pada uji coba mesin pemotongan tersebut dihasilkan potongan dengan ketebalan hasil potong talas 2 mm, singkong 1 mm dan pisang 3 mm. Rancang ulang mesin pemotong tersebut mendapatkan perhitungan poros berdiameter 30 mm, dimensi

pasak 7,5 mm, diameter pulley 76,2 mm, panjang sabuk 1569 m dan bearing menggunakan jenis *Single Row Deep Gove Ball Bearing*.

***Kata Kunci : Mesin Pemotong, hopper, pisang, talas, singkong.***

# **RECONSTRUCTION OF CUTTING MACHINE FOR TARO, CASSAVA, BANANA ACCORDING TO REVIEW OF TRANSMISSION ELEMENTS, PEGS AND PADS**

**College Student name : Wahyudi Tri Aris Sandi**  
**NRP : 10211500000102**  
**Departement : D3 Mechanical Engineering Industry**  
**FV - ITS**  
**Counsellor lecturer : Ir. Nur Husodo, Ms.**

## **Abstract**

Applying Efficient Technology in public is usually cannot work well because of the technical and non-technical problem. Thus, what happened in UD “FARI” which produces cassava chips, which machines are cannot work and need improvement. The improvement will do and pay attention to what businessmen wants. Therefore it is necessary to repair the redesign by considering the willingness of partners to make the machine operation easier.

By looking at the existing engine conditions in UD Fari where the cutting machine cannot be functioned properly, after observation there is some damage in reducer cause of less attention to the oil conditions on it. Then continue to design on the machine that will be changed corresponding to the demand of businessmen of UD Fari by reducing the length on the hopper, and the use of electric motors on the activator, and also can be used to cut taro, cassava, and banana. Afterwards the redesign can be tested on the cutting machine.

The trial of the cutting machine is produced pieces with a thickness of 2 mm taro cut, 1 mm cassava cut and 3 mm banana cut. The redesign of the cutting machine receives a 30 mm diameter pivot calculation, 7.5 mm diameter dimension, 76.2 mm diameter of the belt, 1569 m belt length and bearing using Single Row Deep Gove Ball Bearing type.

*Key word:Cutting Machine, Hopper, Banana*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan ke hadirat Allah SWT atas segala anugerah dan petunjuk-Nya, penulis dapat mampu menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul **“Rancang Ulang Mesin Pemotong Talas, Singkong, Pisang Tinjauan Terhadap Elemen Transmisi, Pasak, dan Bantalan”**. Laporan tugas akhir ini disusun untuk memenuhi syarat dalam memperoleh gelar Ahli Madya Teknik Mesin pada Bidang Studi Manufaktur– Program Studi Diploma III – Jurusan Teknik Mesin – Fakultas Vokasi – Insitut Teknologi Sepuluh Nopember – Surabaya.

Penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar – besarnya kepada:

1. Bapak Ir.Nur Husodo, MS, selaku dosen pembimbing tugas akhir, yang dengan sabar membimbing dan memberi masukan untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Allah SWT dan kedua orang tua, Bapak Sampurno dan Ibu Supinah yang selalu mendo’akan dan menyemangati serta memberikan dukungan kepada saya..
3. Bapak Ir.Suhariyanto, MSc , selaku koordinator Tugas Akhir.
4. Bapak Ir.Budi Luwar S, MT , Selaku dosen wali
5. Bapak Ibu dosen yang telah membimbing dan membekali ilmu kepada penulis selama penulis menempuh pendidikan di kampus tercinta ini, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
6. Partner tugas akhir Wim Adiyosantha yang telah membantu selama penyelesaian tugas akhir ini dan teman-teman D3 Teknik Mesin 2015, terima kasih atas dukungannya, persahabatan dan kebersamaan semoga tetap utuh selamanya.
7. Bapak Slamet selaku mekanik yang telah membantu dalam pembuatan alat tugas akhir ini.

Semoga Allah SWT selalu memberikan perlindungan, rahmat dan nikmat-Nya bagi kita semua. Amin.

Penulis berharap tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi kemajuan produksi kripik pada *home industri* sekarang ini. Dan dapat berguna bagi kemajuan ilmu pengetahuan.

Penulis menyadari bahwa penyusunan tugas akhir ini masih jauh dari kesempurnaan, untuk itu kritik dan saran yang membangun dari berbagai pihak sangat diharapkan.

Surabaya, 20 Oktober 2018

Penulis

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL .....	i
LEMBAR PENGESAHAN .....	v
ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT .....	ix
KATA PENGANTAR.....	xi
DAFTAR ISI .....	xiii
DAFTAR GAMBAR .....	xvii
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1    Latar Belakang .....	1
1.2    Rumusan Masalah .....	4
1.3    Batasan Masalah.....	4
1.4    Tujuan dan Manfaat.....	4
1.5    Sistematika Penulisan.....	5
BAB II DASAR TEORI.....	7
2.1    Tinjauan Pustaka .....	7
2.2    Dasar Teori.....	8
2.2.1 Perencanaan Poros .....	8
2.2.2    Hal Penting Dalam Perencanaan Poros .....	9
2.2.3    Menghitung Momen Terbesar pada Poros .....	10
2.2.4    Bahan Poros yang Aman .....	10
2.3    Perencanaan Pasak .....	11
2.3.1    Tinjauan Terhadap Tegangan Geser.....	13
2.3.2    Panjang Pasak Yang Dibutuhkan .....	13
2.3.3    Tegangan Kompresi Pada Pasak .....	13
2.3.4    Panjang Pasak Untuk Tegangan Kompresi .....	14

2.4	Kapasitas Mesin .....	14
2.5	Daya dan Putaran Motor Penggerak.....	14
2.6	Perencanaan <i>Belt</i> dan <i>Pulley</i> .....	15
2.7	Daya dan Momen Perencanaan .....	15
2.8	Perbandingan Putaran.....	16
2.9	Kecepatan Keliling <i>Pulley</i> .....	16
2.10	Gaya Keliling <i>Belt</i> .....	16
2.11	Bantalan .....	23
2.11.1	Gaya Radial Bantalan .....	26
2.11.2	Beban Ekuivalen.....	26
2.11.3	Umur Bantalan .....	27
BAB III METODOLOGI .....		29
3.1	Diagram Alir Perencanaan .....	30
3.2	Prinsip Kerja Mesin Pemotong Talas, Singkong, Pisang 34	
3.3	Kriteria Talas, Singkong, Pisang Yang Digunakan Untuk Produksi .....	35
3.3.1	Ukuran Talas.....	35
3.3.2	Umur Talas .....	36
3.3.3	Ketebalan Potongan Talas .....	36
3.4	Prosedur Pengujian.....	36
BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN .....		37
4.1	Menentukan Panjang Langkah .....	37
4.1.1	Posisi Awal Pemotongan.....	38
4.1.2	Posisi Tengah Pemotongan.....	39
4.1.3	Posisi Akhir Pemotongan .....	40



4.2	Percobaan Gaya Potong.....	40
4.3	Daya yang dibutuhkan.....	43
4.4	Momen Inersia.....	45
4.5	Kapasitas Potongan .....	45
4.6	Daya dan Putaran Motor.....	46
4.7	Gaya pada <i>pulley</i> transmisi.....	48
4.8	Perencanaan <i>Belt</i> dan <i>Pulley</i> .....	49
4.8.1	Kecepatan Keliling <i>Pulley</i> .....	49
4.8.2	Gaya Keliling <i>Belt</i> .....	49
4.8.3	Tegangan <i>Belt</i> .....	50
4.8.4	Sudut Kontak.....	51
4.8.5	Menghitung Panjang <i>Belt</i> .....	51
4.8.6	Tegangan Maksimum pada <i>Belt</i> .....	52
4.8.7	Jumlah Putaran <i>Belt</i> .....	53
4.8.8	Umur <i>Belt</i> .....	54
4.8.9	Dimensi <i>Pulley</i> .....	54
4.9	Perhitungan Poros.....	56
4.9.1	Daya Disk Terhadap Poros.....	56
4.9.2	Bidang Horisontal.....	57
4.9.3	Momen Terbesar.....	65
4.9.4	Momen Torsi Pada poros.....	65
4.9.5	Momen Tahanan Polar .....	66
4.9.6	Tegangan Puntir .....	66
4.9.7	Tegangan Maksimum .....	66
4.9.8	Bahan Poros.....	67

4.10	Perhitungan Pasak .....	67
4.10.1	Tegangan Geser Terhadap Panjang Pasak.....	68
4.10.2	Sarat Aman Tegangan Geser pada Pasak .....	68
4.10.3	Tegangan Kompresi pada Pasak.....	69
4.10.4	Sarat Aman Tegangan Kompresi.....	69
4.11	Perhitungan Bantalan .....	69
4.11.1	Gaya Radial Bantalan.....	70
4.11.2	Beban Ekuivalen.....	71
4.11.3	Perkiraan Umur Bantalan .....	71
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN .....	73
5.1	Kesimpulan.....	73
5.2	Saran.....	73
DAFTAR PUSTAKA.....		75
LAMPIRAN .....		77
BIODATA PENULIS.....		107

## DAFTAR GAMBAR

<i>Gambar 1. 1 Dokumen mesin potong yang rusak.</i>	1
<i>Gambar 2. 1 Poros</i>	10
<i>Gambar 2. 2 Pasak</i>	11
<i>Gambar 2. 3 Transmisi pulley dan belt</i>	15
<i>Gambar 2. 4 Gaya keliling belt</i>	17
<i>Gambar 2. 5 Panjang belt, jarak antar sumbu, dan sudut kontak</i>	18
<i>Gambar 2. 6 Diagram tegangan pada belt</i>	20
<i>Gambar 2. 7 Sudut kontak belt</i>	21
<i>Gambar 2. 8 Bentuk dan dimensi pulley</i>	22
<i>Gambar 2. 9 Bantalan</i>	24
<i>Gambar 2. 10 Komponen Bantalan Gelinding</i>	25
<i>Gambar 3. 1 Flowchart perencanaan pembuatan mesin pemotong talas, singkong, dan pisang</i>	29
<i>Gambar 3. 2 Sket mesin pemotong talas, singkong, pisang</i>	31
<i>Gambar 3. 3 Percobaan awal</i>	31
<i>Gambar 3. 4 Rancangan pembuatan mesin pemotong talas, singkong, pisang</i>	33
<i>Gambar 3. 5 Prinsip kerja mesin potong pisang</i>	34
<i>Gambar 3. 6 Posisi dan kedudukan mata pisau</i>	35
<i>Gambar 4. 1 Pajang langkah</i>	37
<i>Gambar 4. 2 Posisi awal pemotongan</i>	38
<i>Gambar 4. 3 Posisi tengah pemotongan</i>	39
<i>Gambar 4. 4 Prinsip kerja mesin potong pisang</i>	40
<i>Gambar 4. 5 Percobaan awal</i>	41
<i>Gambar 4. 6 Diagram benda bebas proses pemotongan</i>	43
<i>Gambar 4. 7 Pasangan Pulley 1 dan 2</i>	48
<i>Gambar 4. 8 Pasangan Pulley 3 dan 4</i>	48
<i>Gambar 4. 9 Gambar Sket Panjang Belt</i>	52
<i>Gambar 4. 10 Bentuk Dan Dimensi Pulley</i>	55
<i>Gambar 4. 11 Free Body Diagram Horisontal</i>	58
<i>Gambar 4. 12 Potongan Poros Horisontal</i>	59
<i>Gambar 4. 13 Free Body Diagram Vertikal</i>	61

Gambar 4. 14 Potongan Poros Vertikal .....62

Gambar 4. 15 Tegangan Geser Pasak .....68

## **BAB I**

### **PENDAHULUAN**

#### **1.1 Latar Belakang**

Adaptasi Penerapan teknologi pada industri rumahan seringkali tidak dapat berjalan dengan baik. Kerusakan yang terjadi tidak direspon dengan cepat adanya perbaikan dan sering kali dibiarkan. Akibatnya mesin akan semakin rusak, keadaan ini terjadi pada UD “FARI” . UD “FARI” yang memproduksi kripik singkong skala rumahan. Setelah melakukan pendekatan dengan pelaku usaha, didapatkan konfirmasi balik bahwa pelaku UD “FARI” menginginkan mesin yang sederhana, yang simpel. Lebih lanjut bahwa UD mitra menginginkan bahwa mesin pemotong ini berpenggerak motor listrik, ukuran hopper dipendekkan, tidak perlu mereposisi pahat, sehingga disepakati bahwa pahat potong digunakan untuk memotong talas, singkong, dan pisang. Selama ini UD “FARI” hanya memproduksi kripik singkong, selanjutnya menginginkan adanya kripik talas, dan pisang karena sesuai dengan permintaan pasar atau konsumen. Oleh karena itu dilakukan rancang ulang mesin pemotong talas, singkong, dan pisang dnegan posisi pisau yang telah dipersiapkan pada mesin.



*Gambar 1. 1 Dokumen mesin potong yang rusak. Kerusakan terjadi pada komponen reducer. Berangkat dari mesin ini maka akan dilakukan*

*perbaikan. Perbaikan juga memperhatikan keinginan-keinginan mitra ukm.*

Dalam perkembangannya beberapa artikel dan jurnal menjelaskan tentang kripik talas, singkong, dan pisang sebagai berikut ini. Wulan Aprilia Wanti (2010) “Pembuatan Kripik Pisang” Kripik pisang adalah produk bahan mentah yang di olah dengan cara menggoreng dan pengadukan gula. kripik pisang ada yang mempunyai rasa manis, asin dan coklat. Khayda Safitri (2013) “Pembuatan Kripik Talas” Kripik talas dapat menjadi salah satu alternanif makanan ringan yang praktis, dan hemat. Septa Ermin Ayu (2013) “Pembuatan Kripik Singkong Pedas” Dalam menjalankan bisnis kripik singkong pedas, yang terpenting adalah menjaga kualitas cita rasa pedas yang ditawarkan dan menjamin kerenyahan kripik yang dihasilkan. Kamaludin (2011) “Analisa Sistem Manajemen Mutu Kripik Pisang Pada UKM Sari Madu Tani” Dari segi bahan baku utama kripik pisang yang digunakan oleh UKM Sari Madu Tani berasal dari berbagai varietas tetapi yang paling sering digunakan adalah dari pisang nangka baik yang berkualitas baik maupun jelek. Kualitas bahan baku sangat berpengaruh terhadap hasil olahan/produk yang dihasilkan.

Pada mesin yang sudah pernah dikembangkan dalam perancangan ulang mesin ini ada beberapa variasi dan metode yang telah dikembangkan sebagai berikut ini. Trihendra Prasetyana (2015) “Perancangan Mesin Pengiris Pisang Dengan Pisau (*Slicer*) Vertikal Kapasitas 120 Kg/Jam”. Wahyudin Van Gobel, Yunita Djamalu, Evi Sunarti Anlu (2016) ”Rancang Bangun Alat Pengiris Pisang” dengan menggunakan metode empat mata pisau, hasil dari irisan bulat 1 kg menghasilkan waktu rata-rata 62,79 kg/jam, pengujian kedua untuk hasil irisan memanjang rata-rata 68,36 kg/jam digerakkan dengan motor listrik daya 0,25 Hp. Sunardi Tjandra, Agus Susanto (2008) ”Perencanaan Mesin Pengiris Pisang Untuk Home Industri” menggunakan motor listrik AC dengan daya  $\frac{1}{4}$  Hp, putaran 1400 rpm dengan kapasitas 60 kg/jam dengan 2 variasi pengirisan (lurus dan miring). Imelda Magdalena dan Didit Eko Prahmana Sardi (2011) “Rancang Bangun Mesin

Pemotong Pisang Dengan Menggunakan Metode Cam Follower” dengan 4 mata pisau dan 4 corong yang digerakkan oleh motor listrik. Agung Hidayatullah (2010) “Rancang Bangun Mesin Potong Singkong Menggunakan 6 *Hopper* Dengan Metode Gerak Pemotongan Translasi Berpenggerak Motor Bensin” dengan 6 mata pisau dan 6 corong yang digerakkan oleh motor bensin 5,5 HP dengan putaran 3600 rpm. Ditinjau dari pengamatan mesin pemotong yang terdapat pada UKM “FARI” menggunakan mesin pemotong singkong rancangan Agung Hidayatullah yang menggunakan mesin motor bensin pada penggerakannya, serta menggunakan pemberat pada bagian hoppernya, dan hanya dapat digunakan untuk memotong singkong saja dalam penggunaannya. Setelah diamati ternyata ada beberapa bagian yang mengalami kerusakan sehingga alat tersebut lama tidak dipergunakan lagi dalam proses produksi pembuatan kripik.

Berdasarkan hasil pengamatan diatas penulis akan merancang ulang mesin pemotong talas, singkong, dan pisang yang harus mengalami beberapa perubahan dan perencanaan ulang untuk menunjang perkembangan produksi pada UKM “FARI” seperti pengurangan panjang hopper yang diinginkan pada UKM agar dapat digunakan dengan mudah untuk memasukkan bahan yang akan dipotong, kemudian perancangan ulang (redesain) pada posisi pisau agar dapat digunakan untuk memotong talas, singkong, dan pisang menurut pembagian posisi pisau yang telah ditentukan pada bahan yang akan dipotong, dan penggunaan motor listrik untuk mengurangi suara kebisingan pada motor bensin yang telah digunakan pada mesin pemotong sebelumnya. Dengan harapannya pada perubahan mesin pemotong yang baru ini dapat meningkatkan hasil produksi jauh lebih dari sebelumnya, sehingga pada UKM “FARI” mengalami peningkatan produksi dan kualitas hasil yang cukup baik tiap produksinya dan meningkatkan jumlah konsumen.

## **1.2 Rumusan Masalah**

Rumusan masalah pembuatan mesin potong talas, singkong, dan pisang ini adalah :

1. Perancangan ulang mesin potong talas, singkong dan pisang
2. Perhitungan pada elemen-elemen mesin potong (*pulley, belt, poros, pasak, bearing*).
3. Uji pemotongan tales, singkong dan pisang
4. Perhitungan kapasitas pemotongan talas, singkong dan pisang.

## **1.3 Batasan Masalah**

Berdasarkan pada uraian latar belakang diatas maka diperlukan batasan masalah agar pembahasan permasalahan tidak meluas nantinya, antara lain:

1. Dimensi pisang yang dapat masuk ke dalam pipa maksimal mempunyai diameter 32 mm.
2. Kekuatan rangka mesin (sambungan las) diasumsikan aman.
3. Getaran yang ditimbulkan pada mesin tersebut saat proses produksi tidak dilakukan perhitungan.

## **1.4 Tujuan dan Manfaat**

Tujuan dan manfaat pembuatan mesin potong pisang ini adalah :

1. Melakukan Perancangan ulang mesin potong talas, singkong dan pisang
2. Melakukan Perhitungan pada elemen-elemen mesin potong (*pulley, belt, poros, pasak, bearing*).
3. Melakukan Uji pemotongan tales, singkong dan pisang
4. Melakukan perhitungan kapasitas pemotongan talas, singkong dan pisang.

Selebihnya adapun manfaat yang diperoleh dari mesin pemotong ini :

1. Dapat digunakan pada industri-industri kecil yang masih menggunakan cara manual.



2. Diperoleh hasil pemotongan yang lebih bagus dan tepat (tebal pisang sama tiap pemotongan) untuk pembuatan kripik pisang.

### **1.5 Sistematika Penulisan**

Penyusunan Tugas Akhir ini terbagi dalam lima bab yang secara garis besar dapat dijelaskan sebagai berikut :

#### **Bab I. PENDAHULUAN**

Pada bab ini akan diuraikan mengenai latar belakang, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan, manfaat, sistematika penyusunan pembuatan laporan tugas akhir .

#### **Bab II. TINJAUAN PUSTAKA**

Pada bagian ini menjelaskan mengenai penunjang serta dasar perhitungan yang merupakan faktor dalam penyusunan laporan .

#### **Bab III. METODOLOGI**

Pada bab bagian ini diuraikan mengenai konsep perencanaan dalam pembuatan alatnya, diagram alir pembuatan alatnya dan mekanisme kerja alat yang digunakan.

#### **Bab IV. HASIL DAN PEMBAHASAN**

Pada bab ini di dapat hasil perhitungan mengenai penjelasan kecepatan potong dan mekanisme alat tersebut setelah perencanaan dan pembangunan alatnya menurut elemen mesin.

#### **Bab V. KESIMPULAN**

Menjelaskan atas penyelesaian permasalahan yang telah di selesaikan atas alat yang telah di buat

#### **DAFTAR PUSTAKA**

#### **LAMPIRAN**

*Halaman Sengaja Dikosongkan*

## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

#### **2.1 Tinjauan Pustaka**

Beberapa tinjauan pustaka telah dilakukan antara lain: Sunardi Tjandra dan Agus Susanto (2008) “Rancang Bangun Mesin Pengiris Pisang” dengan motor listrik AC. Kapasitas yang dihasilkan 60kg/jam dengan dua variasi pengirisan, yaitu lurus (melintang) dan miring. Wahyudin Van Gobel, Yunita Djamalu, Evi Sunarti Antu (2017) “Rancang Bangun Alat Pengiris Pisang” dengan menggunakan metode pengirisan pisang dengan hasil irisan bulat memanjang menggunakan empat mata pisau, hasil dari irisan bulat 1 kg menghasilkan waktu rata-rata 62,79 kg/jam, pengujian kedua untuk hasil irisan memanjang rata-rata 68,36 kg/jam digerakkan dengan motor listrik daya 0,25 Hp. Trihendra Prasetyana (2015) “Perencanaan Mesin Pengiris Pisang dengan pisau (*Slicer*) Vertikal Kapasitas 120 kg/jam” dengan sistem transmisi mesin ini mengubah putaran listrik dari 1400 rpm menjadi 350 rpm dan pemakaian motor listrik dengan daya sebesar ¼ Hp. Agung Hidayatullah (2010) “Rancang Bangun Mesin Potong Singkong Menggunakan 6 *Hopper* Dengan Metode Gerak Pemotongan Translasi Berpenggerak Motor Bensin” dengan 6 mata pisau dan 6 corong yang digerakkan oleh motor bensin 5,5 HP dengan putaran 3600 rpm.

Rancang ulang ini meliputi mesin pemotong yang mampu memotong talas, singkong, dan pisang yang digerakkan dengan motor listrik dan hopper jumlah 6 pisau dan sistem pemotongannya secara horizontal. Setiap 2 pisau telah dibedakan menurut bahan yang akan dipotong dan telah disesuaikan sebelumnya. Kemudian pada ukuran hopper diperpendek 5cm sesuai dengan permintaan pelaku usaha UD “FARI” agar bahan dapat langsung dipegang dengan tangan saat akan melakukan pemotongan. Dengan adanya perubahan

pada mesin pemotong ini dapat meningkatkan kualitas dan jumlah produksi pada UD “FARI”.

## **2.2 Dasar Teori**

### **2.2.1 Perencanaan Poros**

Poros adalah salah satu elemen mesin yang berbentuk silindris memanjang dengan penampang yang biasanya berbentuk lingkaran yang memiliki fungsi sebagai penyalur daya atau tenaga melalui putaran sehingga poros ikut berputar. Pada umumnya poros meneruskan daya melalui sabuk/*belt*, roda gigi dan rantai, dengan demikian poros menerima beban puntir dan lentur. Ada beberapa macam jenis poros, di antaranya yaitu :

- **Poros Transmisi**

Poros transmisi merupakan poros yang mengalami pembebanan puntir (torsi), pembebanan lentur murni, maupun kombinasi dari pembebanan torsi dengan lentur. Poros transmisi berfungsi untuk meneruskan daya dari salah satu elemen ke elemen yang lain melalui kopling.

- **Spindel**

Spindel adalah poros transmisi yang memiliki dimensi lebih pendek dengan pembebanan puntir saja, seperti poros pada mesin perkakas. Syarat yang harus dipenuhi oleh poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.

- **Gandra**

Poros gandra merupakan poros roda yang biasa dijumpai pada roda kereta api dan biasanya disebut dengan as. Gandra hanya mendapat beban lentur, kecuali jika oleh penggerak mula yang memungkinkan mengalami beban puntir.

### **2.2.2 Hal Penting Dalam Perencanaan Poros**

#### **1. Kekuatan poros**

Kekuatan poros sangat penting dalam menentukan dan merancang poros yang baik serta aman digunakan. Dengan melihat pembebanan yang terjadi pada poros seperti beban puntir, beban lentur, beban tarik kita dapat menentukan kekuatan poros yang sesuai. Selain itu kita harus memerhatikan faktor yang lainnya seperti kelelahan (fatigue), tumbukan, dan konsentrasi tegangan.

#### **2. Kekakuan poros**

Kekakuan poros erat kaitannya dengan defleksi yang akan terjadi pada poros. Defleksi yang besar akan menyebabkan getaran serta suara bising yang dapat berakibat kegagalan pada poros. Untuk itu kita harus menyesuaikan kekakuan pada poros dengan spesifikasi kerja yang diinginkan.

#### **3. Putaran Kritis Poros**

Poros harus dirancang sedemikian rupa sehingga putaran kerja yang dibutuhkan harus menjauhi putaran kritis dari poros itu sendiri. Poros dapat dibuat bekerja dibawah putaran kritisnya ataupun diatas putaran kritisnya untuk menghindari kegagalan.

#### **4. Korosi**

Suatu proses elektrokimia dimana atom-atom akan bereaksi dengan zat asam dan membentuk ion-ion positif (kation). Hal ini akan menyebabkan timbulnya aliran-aliran elektron dari suatu tempat ke tempat yang lain pada permukaan metal.

#### **5. Bahan Poros**

Bahan untuk poros mesin biasanya terbuat dari baja karbon konstruksi mesin, sedangkan untuk pembuatan poros yang dipakai untuk meneruskan putaran tinggi dan beban berat umumnya dibuat dari baja paduan dengan pengerasan kulit yang sangat tahan terhadap keausan. Beberapa diantaranya adalah baja khrom nikel, baja

khrom, dan baja khrom molybdenum. Poros merupakan bahan untuk menopang bagian mesin yang diam, berayun atau berputar, tetapi tidak menderita momen putar dan dengan demikian tegangan utamanya adalah tekukan (bending). Poros (keseluruhannya berputar) adalah untuk mendukung suatu momen putar dan mendapat tegangan puntir dan tekuk.



*Gambar 2. 1 Poros*

### **2.2.3 Menghitung Momen Terbesar pada Poros**

Setelah membuat diagram bidang momen, akan diketahui letak momen terbesar dari bidang horisontal dan vertikal dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$M_c = \sqrt{(M_{ch})^2 + (M_{cv})^2}$$

Dimana :

$M_{ch}$  : momen yang terjadi pada bidang horisontal (N.m)

$M_{cv}$  : momen yang terjadi pada bidang vertikal (N.m)

### **2.2.4 Bahan Poros yang Aman**

Dari data diatas yaitu bahan poros yang diketahui, maka diperoleh strength yield point (Syp) pada lampiran, dengan data tersebut dapat dihitung tegangan yang terjadi pada poros dengan rumus :

$$\tau_{\max} = \frac{0,58 S_{yp}}{N}$$

Dimana :

$\tau_{\max}$  : tegangan geser maximum pada poros (Psi)

$S_{yp}$  : Strength Yield Point (Psi)

$N$  : angka keamanan

Dimana :

$\tau_{\max}$  : tegangan geser maksimum yang terjadi pada poros (psi)

$M_c$  : Momen bending pada poros (lb.in)

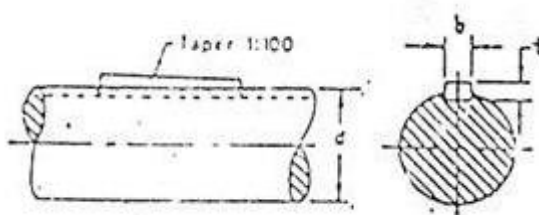
$T$  : torsi yang terjadi pada poros (lb.in)

$D$  : diameter poros (inch)

Setelah tegangan maksimum dan  $S_{yp}$  diketahui, maka akan ditentukan van poros yang sesuai dengan tegangan geser dan  $S_{yp}$  yang terbesar dari poros yang direncanakan.

## 2.3 Perencanaan Pasak

Merupakan sepotong baja lunak (mild steel), berfungsi sebagai pengunci yang disisipkan diantara poros dan hub (bos) sebuah roda pulli atau roda gigi agar keduanya tersambung dengan pasti sehingga mampu meneruskan momen putar/torsi. Pemasangan pasak antara poros dan hub dilakukan dengan membenamkan pasak pada alur yang terdapat antara poros dan hub sebagai tempat dudukan pasak dengan posisi memanjang sejajar sumbu poros.



Gambar 2. 2 Pasak

Keterangan :

$$\begin{aligned}\text{Lebar pasak} & : b = \frac{\delta}{4} \\ \text{Tinggi pasak} & : t = \frac{2}{3}b \\ \text{Dimana : } d & = \text{Diameter poros}\end{aligned}$$

Dilihat dari cara pemasangannya, pasak dibedakan menjadi : pasak datar (square key), pasak benam segi empat (rectangular sunk key), pasak benam sejajar (parallel sunk key), pasak berkepala (gib head key), Pasak Pelana (Saddle key), pasak tangensial (Tangent key), pasak lurus (tapered key) dan pasak setengah silinder (wood ruff key). pasak juga dapat diklasifikasikan menurut arah gaya yang terjadi. menurut klasifikasi ini pasak dapat dibedakan menjadi : pasak memanjang dan pasak melintang.

Pasak memanjang (spie) menerima gaya sepanjang pasak dan terbagi secara merata. Pasak ini dibedakan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng. Pasak melintang menerima gaya melintang pada penampang pen. Bila poros berputar dengan torsi yang besarnya  $T$  (N.m) akan menghasilkan gaya  $F$  yang bekerja pada diameter luar dari poros dan gaya  $F$  inilah yang bekerja pada pasak. Karena panjang minimum pasak harus lebih dari 25%. Sehingga dapat digunakan rumus :

$$F = \frac{T}{\frac{D}{2}}$$

Dimana :

$F$  = Gaya tangensial pada permukaan poros (kg)

$T$  = Torsi poros (kg.mm)

$D$  = Diameter poros (mm)



### 2.3.1 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser

Rumus yang dapat digunakan untuk mencari perhitungan besarnya tegangan geser pada pasak sebagai berikut:

$$S_s = \frac{S_{syp}}{N}$$

Dimana :

$S_s$  = Tegangan geser ( $N/m^2$ )

$S_{syp}$  = *Shear strength yield point.*

$N$  = Angka keamanan.

### 2.3.2 Panjang Pasak Yang Dibutuhkan

Dibawah ini merupakan persamaan yang dapat digunakan untuk menentukan panjang pasak ditinjau melalui tegangan geser yakni sebagai berikut :

$$L_s = \frac{2T}{S_s \cdot W \cdot D}$$

Dimana :

$L_s$  = Panjang pasak untuk tegangan geser.

$T$  = Torsi poros ( $N.m$ )

$S_s$  = *Shear stress.*

$W$  = Lebar pasak (mm)

$D$  = Diameter poros (mm)

### 2.3.3 Tegangan Kompresi Pada Pasak

Untuk mendapatkan besarnya tegangan kompresi pada pasak dapat digunakan persamaan sebagai berikut :

$$S_c = \frac{S_{yp}}{N}$$

Dimana :

$S_c$  = Tegangan kompresi

$S_{yp}$  = Strength yield point.

N = Angka keamanan.

### 2.3.4 Panjang Pasak Untuk Tegangan Kompresi

Pada Tegangan Kompresi yang bekerja pada pasak dapat menentukan panjang pasak yang dibutuhkan pada rancangan ini dengan persamaan sebagai berikut:

$$L_c = \frac{4T}{S_c \cdot W \cdot D}$$

Dimana :

$L_c$  = Panjang pasak untuk tegangan kompresi.

T = Torsi poros ( $N/m$ )

$S_c$  = Shear kompresi.

W = Lebar pasak (mm)

D = Diameter poros (mm)

### 2.4 Kapasitas Mesin

Untuk mencari kapasitas mesin yang di rencanakan , digunakan perhitungan sebagai berikut:

$$Q = m \cdot n \cdot z$$

Dimana :

Q = Kapasitas mesin (kg/jam)

m = Massa 1 potongan singkong (kg)

n = Putaran disk (rpm)

z = Jumlah potongan

### 2.5 Daya dan Putaran Motor Penggerak

Berikut mencari rumus untuk menghitung putaran poros motor penggerak dan transmisiminya, sebagai berikut:

$$n_2 = \frac{D_1}{D_2} n_1$$

Dimana:

$n_1$  = Putaran *pulley* penggerak

$n_2$  = Putaran *pulley* yang digerakkan

$D_1$  = Diameter *pulley* penggerak

$D_2$  = Diameter *pulley* yang digerakkan

## 2.6 Perencanaan *Belt* dan *Pulley*

Untuk mengetahui perencanaan belt pulley dengan menggunakan rumus sebagai berikut:



*Gambar 2. 3 Transmisi pulley dan belt*

## 2.7 Daya dan Momen Perencanaan

Untuk mencari perhitungan daya dan momern perencanaan dapat diketahui dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$P_d = F_c \cdot P$$

Dimana :

$P_d$  = Daya perencanaan (*kW*)

$P$  = Daya yang ditransmisikan (*kW*)

$F_c$  = Faktor koreksi

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n}$$

Dimana :

$T$  = Torsi (*kg/mm*)

$P_d$  = Daya perencanaan (*kW*)

$n$  = Putaran (*rpm*)

## 2.8 Perbandingan Putaran

Dalam Penentuan *Velocity Ratio* ini dimaksudkan untuk mengetahui perbandingan kecepatan dari *pulley 1* dengan *pulley 2*. Perbandingan kecepatan tersebut dapat dinyatakan sesuai dengan persamaan :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

Dimana :

$i$  = Velocity ratio

$D_1$  = Diameter *pulley* penggerak (mm)

$D_2$  = Diameter *pulley* yang digerakkan (mm)

$n_1$  = Putaran *pulley* penggerak (rpm)

$n_2$  = Putaran *pulley* yang digerakkan (rpm)

## 2.9 Kecepatan Keliling Pulley

Dalam hal ini kecepatan keliling ( $v$ ) juga dapat dihitung menggunakan diameter maupun radius keliling *belt*, dengan putaran *belt* (dalam rpm), secara matematis sebagai berikut :

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

Dimana :

$V$  = Kecepatan keliling *pulley* (m/s)

$D$  = Diameter *pulley* (mm)

$n$  = Putaran motor (rpm)

## 2.10 Gaya Keliling Belt

Berikut adalah cara untuk mencari gaya keliling *belt* dengan rumus sebagai berikut :

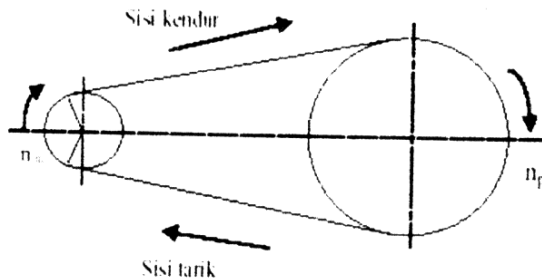
$$F_{rated} = \frac{102 \cdot N}{V}$$

Dimana :

$F_{rated}$  = Gaya keliling *belt* (kg)

$N$  = Daya motor (KW)

$V$  = Kecepatan keliling *pulley* (m/s)



Gambar 2. 4 Gaya keliling *belt*

### 3. Tegangan *Belt*

Penampang *belt* dapat dipilih dengan dasar tegangan yang diambil dan tegangan bending yang bekerja pada *belt* persatuan luas serta faktor kecepatan dan sudut kontak. Apabila seluruh beban bekerja pada *belt* maka tegangan yang timbul akibat beban dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi_o \cdot \sigma_o$$

(V. Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1970 : 245)

Dimana :

$\varphi_o$  = Faktor tarikan ( 0,7 – 0,9 )

$\sigma_o$  = Tegangan awal

untuk *belt* datar 18 kg/cm<sup>2</sup>

sedangkan untuk V *belt* 12 kg/cm<sup>2</sup>

### 1. Sudut Kontak dan Panjang Keliling *Belt*

Untuk mendapatkan besarnya sudut kontak antara *pulley* dan *belt* dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$\alpha = 180 - \frac{D_2 - D_1}{a} 60^\circ$$

Dimana :

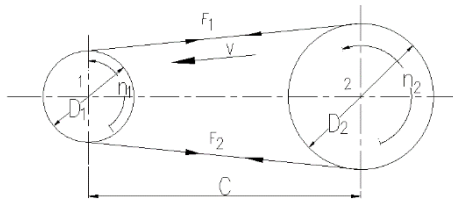
$\alpha$  = Sudut kontak ( ° )

$D_2$  = Diameter *pulley* yang digerakkan (mm)

$D_1$  = Diameter *pulley* penggerak (mm)

$a$  = Jarak antar poros (mm)

## 2. Menghitung Panjang *Belt*



Gambar 2. 5 Panjang *belt*, jarak antar sumbu, dan sudut kontak

Bila diameter *pulley*  $D_1$  dan  $D_2$  , sedangkan jarak antar poros *pulley* adalah  $C$ , maka secara matematis panjangnya *belt* dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{1}{4C}(D_2 - D_1)^2$$

Dimana :

$L$  = Panjang *belt* (mm)

$C$  = Jarak sumbu poros (mm)

$D_1$  = Diameter *pulley* penggerak (mm)

$D_2$  = Diameter *pulley* yang digerakkan (mm)

### 3. Menghitung Jumlah *Belt*

Dengan diketahui adanya tegangan yang timbul maka harus mencari jumlah belt, dengan rumus sebagai berikut:

$$Z = \frac{F_{rated}}{\sigma_d \cdot A}$$

Dimana :

$Z$  = Jumlah *belt* (buah)

$F_{rated}$  = Gaya keliling *belt* (Kg)

$A$  = Luas penampang *belt* (cm<sup>2</sup>)

$\sigma_d$  = Tegangan *Belt* (Kg/cm<sup>2</sup>)

### 4. Tegangan Maksimum Yang Timbul

Untuk mengetahui tegangan maksimum ketika belt bekerja terdiri dari tegangan untuk menstransmisi daya, tegangan bending dan tegangan sentrifugal. Sehingga untuk mendapatkan tegangan maksimum dengan cara sebagai berikut:

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + Eb \frac{h}{D_{min}}$$

Dimana :

$\sigma_{max}$  = Tegangan yang timbul pada *belt* (kg/cm<sup>2</sup>)

$\sigma_0$  = Tegangan awal pada *belt* (kg/cm<sup>2</sup>)

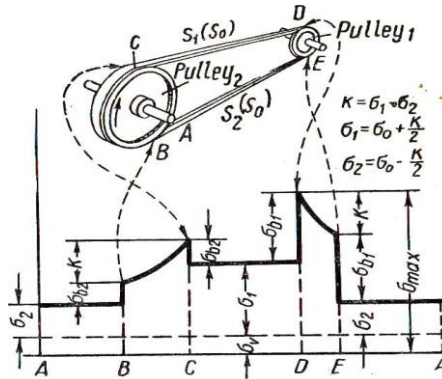
$\gamma$  = Berat jenis (kg/dm<sup>3</sup>)

$g$  = Gravitasi ( 9,8 m/det<sup>2</sup> )

$Eb$  = Modulus elastistas bahan *belt* (kg/cm<sup>3</sup>)

$h$  = Tebal *belt* (mm)

$D_{min}$  = Diameter *pulley* yang terkecil (mm)



Gambar 2. 6 Diagram tegangan pada belt

(V. Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1970 : 253)

### 5. Jumlah Putaran Belt

Untuk mendapatkan jumlah putaran belt adalah dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$u = \frac{V}{L}$$

Dimana :

u = Putaran Belt (rps)

V = Kecepatan keliling pulley (m/s)

L = Panjang belt (m)

### 6. Perkiraan Umur Belt

Beberapa faktor dapat menyebabkan umur belt tidak lama, tetapi yang terpenting adalah tegangan yang berulang (cycles stress). Perubahan tegangan yang paling besar terjadi pada saat belt mulai memasuki pulley penggerak. Untuk mengetahui persamaan untuk umur belt adalah :

$$\sigma_{\max}^m \cdot 3600 \cdot u \cdot X \cdot H = \sigma_{\max}^m \cdot N_{base}$$



Sehingga umur *belt* dinyatakan dengan :

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \left[ \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

Dimana :

- H = Umur *belt* (jam)  
 N<sub>base</sub> = Basis dari fatigue test (10<sup>7</sup>) (cycle)  
 σ<sub>max</sub> = Tegangan *belt* (kg/cm<sup>2</sup>)  
 X = Jumlah *pulley* yang berputar (buah)  
 u = Kecepatan per satuan panjang (put/det)  
 (v = Kecepatan m/s; L = Panjang *belt*, m)  
 σ<sub>fat</sub> = *Fatigue limit* (90 kg/cm<sup>2</sup> untuk V-*belt*)  
 m = Jenis *belt* (8 untuk *belt* jenis V-*belt*)

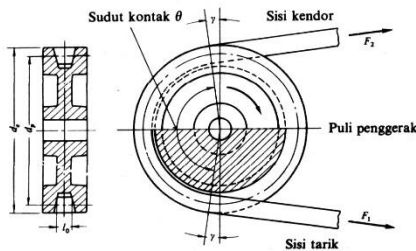
## 7. Sudut Kontak

Untuk mencari sudut kontak, maka dapat diketahui dengan rumus :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{C} \cdot 60^\circ$$

Dimana :

- C = Jarak sumbu poros (mm)  
 D<sub>1</sub> = Diameter *pulley* penggerak (mm)  
 D<sub>2</sub> = Diameter *pulley* yang digerakkan (mm)



Gambar 2. 7 Sudut kontak belt

(V. Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1970 : 242)

## 8. Dimensi Pulley

Dibawah ini merupakan gambar dan keterangan *pulley* yang diperlukan untuk dapat menghitung dimensi *pulley*, yaitu sebagai berikut:

$$D_{out} = D + 2 \cdot c$$

$$D_{in} = D_{out} - 2 \cdot e$$

$$B = (Z - 1) \cdot t + 2 \cdot s$$

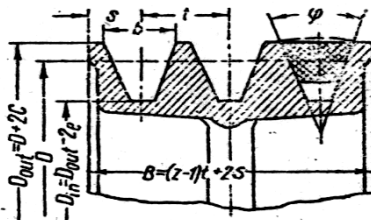
(V. Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1970 : 254)

Dimana :

$D_{out}$  = Diameter luar *pulley* (mm)

$D_{in}$  = Diameter dalam *pulley* (mm)

$B$  = Lebar *pulley* (mm)



Gambar 2. 8 Bentuk dan dimensi pulley

(V. Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1970 : 254)

## 9. Gaya Berat Pulley yang Digerakkan

Dibawah ini merupakan rumus yang dapat digunakan untuk mengetahui besarnya gaya berat *pulley* yang digerakkan, yaitu sebagai berikut :

$$W = \rho \cdot V \cdot g$$

Dimana :

W = Gaya berat *pulley* yang digerakkan (N)

$\rho$  = Masa jenis bahan *pulley* (kg/m<sup>3</sup>)

V = Volume *pulley* (m<sup>3</sup>)

$$V = \frac{\pi}{4} (D_{out} - D_{in}^2) B$$

Dimana :

D<sub>out</sub> = Diameter luar *pulley* yang digerakkan (m)

D<sub>in</sub> = Diameter dalam *pulley* yang digerakkan (m)

B = Lebar *pulley* (mm)

g = Gravitasi bumi (m/s<sup>2</sup>)

#### 10. Gaya Pulley Terhadap Poros

Untuk menghitung besarnya gaya *pulley* yang terjadi pada poros, kami dapat menghitungnya dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$FR = \frac{F}{v} \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

Dimana :

F = Gaya keliling *pulley* (kg)

v = Faktor tarikan

$\alpha$  = Sudut kontak

#### 2.11 Bantalan

Bantalan (Bearing) adalah bagian elemen mesin yang berfungsi menumpu poros berbeban sehingga putaran/gerak bolak-baliknya berlangsung secara halus, aman dan juga berumur panjang. Bantalan harus cukup kokoh agar dapat memungkinkan poros dan elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka seluruh proses sistem akan menurun/tidak dapat bekerja dengan semestinya.



*Gambar 2. 9 Bantalan*

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

a. Bantalan luncur

Pada bantalan luncur, permukaan poros (tap) bergesekan dengan permukaan bantalan. Guna melicinkan gesekan-gesekan tersebut digunakanlah minyak pelumas sebagai lapisan perantaranya. Contoh poros engkol dilengkapi bantalan-bantalan yang berfungsi menghindari gesekan-gesekan yang terjadi antara poros engkol dengan bagian-bagian yang berputar lainnya. Bagian poros engkol yang menumpu torak disisipi bantalan luncur yang disebut metal jalan, sedangkan bagian poros engkol yang menopang pada blok mesin disisipi bantalan luncur yang disebut metal duduk.

Macam-macam bantalan luncur antara lain:

1. Bantalan radial
2. Bantalan aksial
3. Bantalan khusus

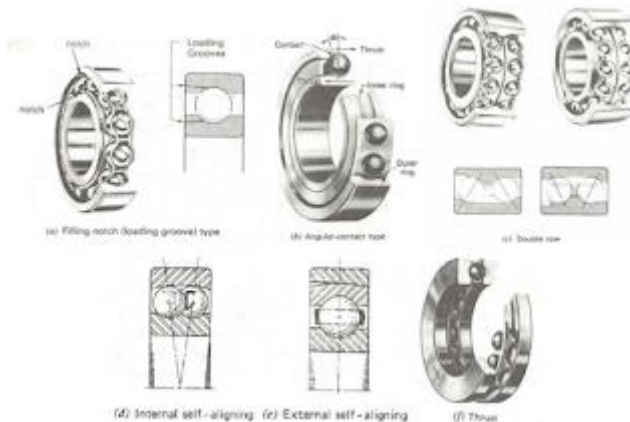
b. Bantalan gelinding

Pada umumnya bantalan ini lebih cocok untuk beban kecil dibandingkan dengan bantalan luncur. Putarannya juga dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dan bagian yang diam melalui elemen gelinding yang berbentuk seperti bola (peluru), rol/rol jarum dan rol

bulat terjadi pada bantalan gelinding. Tergantung bentuk elemen gelindingnya.

Berbeda dengan bantalan luncur, konstruksi bantalan gelinding ini lebih sukar dan memiliki ketelitian yang tinggi dibandingkan bantalan luncur, oleh karena itu bantalan gelinding hanya dapat dibuat oleh pabrik-pabrik tertentu saja. Harga bantalan gelinding ini pun pada umumnya lebih mahal daripada bantalan luncur. Maka untuk menekan biaya pembuatan serta mempermudah pemakaian, bantalan ini diproduksi berdasarkan standar dalam berbagai ukuran dan bentuk.

Gesekan yang rendah merupakan kelebihan bantalan ini. Pelumasannya juga sangat sederhana hanya cukup dengan gemuk, bahkan pada macam atau jenis yang menggunakan sil sendiri tidak diperlukan pelumas lagi. Gerakan elemen gelinding dan sankar, pada putaran yang tinggi bantalan ini sedikit agak gaduh dibanding dengan bantalan luncur walaupun tingkat ketelitiannya sangat tinggi. Pada saat memilih bantalan, ciri masing-masing bantalan masih harus dipertimbangkan lagi, sesuai dengan pemakaian, lokasi dan macam beban yang akan dialami atau diperoleh.



*Gambar 2. 10 Komponen Bantalan Gelinding*

### 2.11.1 Gaya Radial Bantalan

Mencari gaya radial bantalan dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$F_r = \sqrt{(F_h)^2 + (F_v)^2}$$

Dimana :

$F_r$  : Beban radial dalam (*lb*)

$F_h$  : Gaya sumbu horizontal (*lb*)

$F_v$  : Gaya sumbu vertikal (*lb*)

### 2.11.2Beban Ekuivalen

Suatu beban yang besarnya sedemikian rupa hingga memberikan umur yang sama dengan umur yang diberikan oleh beban dan kondisi putaran sebenarnya disebut beban ekuivalen dinamis. Jika suatu deformasi permanen, ekuivalen dengan deformasi permanent maksimum yang terjadi karena kondisi beban statis yang sebenarnya pada bagian dimana elemen gelinding membuat kontak dengan cincin pada tegangan maksimum, maka beban yang menimbulkan deformasi tersebut dinamakan beban ekuivalen statis. Misalkan sebuah bantalan membawa beban radial  $F_r$  (kg) dan beban aksial  $F_a$  (kg). Maka beban ekuivalen dinamis  $P$  (kg) adalah sbagai berikut :

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y F_a$$

Dimana :

$P$  = beban equivalent (*lb*)

$F_a$  = beban aksial (*lb*)

$X$  = faktor beban radial

$V$  = faktor putaran,

ring dalam yang berputar  $V = 1$

ring luar yang berputar  $V = 1,2$

$Y$  = faktor beban aksial

Bila beban radialnya lebih besar daripada beban aksial maka beban ekuivalen dapat ditulis sebagai berikut :

$$P = V \cdot F_r$$

Bila bantalan yang dipilih adalah single row bearing maka:

$$P_A = F_s (X \cdot V \cdot F_{Ar} + Y \cdot F_a)$$

Karena :  $F_a = 0$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = 0$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq 1$$

Maka nilai  $X = 1$  dan  $Y = 0$

### 2.11.3 Umur Bantalan

Untuk menghitung umur bantalan dapat menggunakan rumus:

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^b$$

Dimana :

$L_{10}$  = umur bantalan ( jam kerja )

$C$  = diperoleh dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui (lb)

$P$  = beban equivalent (lb)

$b$  = 3, untuk bantalan dengan bola  
= 10/3 bila bantalan adalah Bantalan Rol

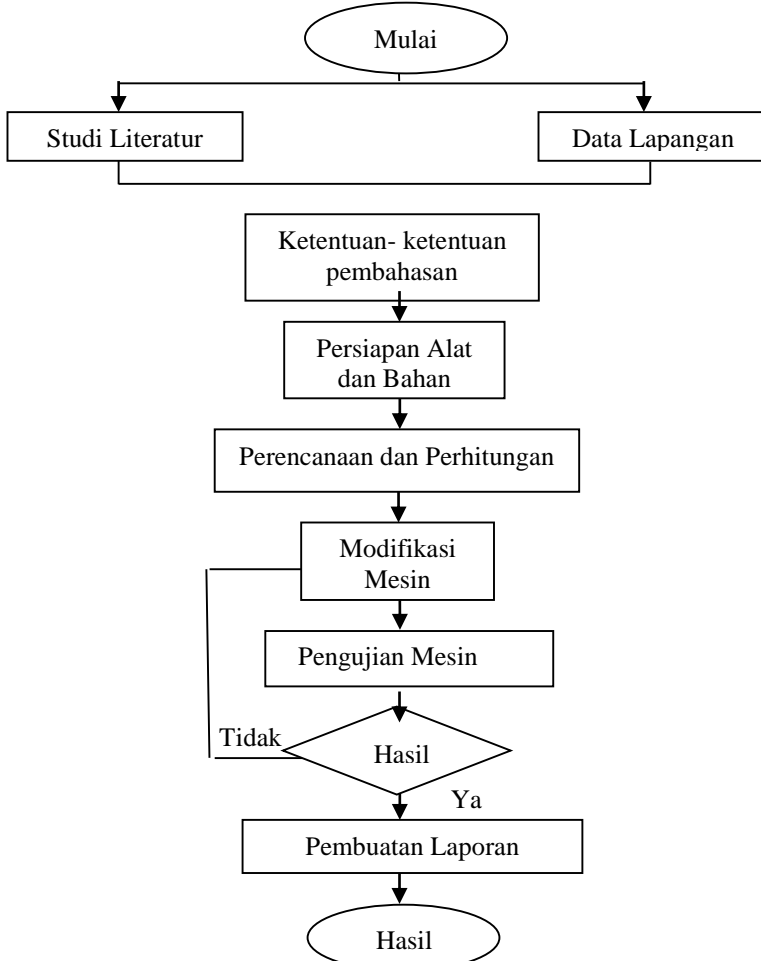
$N_p$  = putaran poros ( rpm )

*Halaman Sengaja Dikosongka*



### BAB III METODOLOGI

Untuk memperlancar langkah pengerjaan alat dari langkah awal hingga langkah akhir maka dibuat diagram alir :



*Gambar 3. 1 Flowchart perencanaan pembuatan mesin pemotong talas, singkong, dan pisang*

### **3.1 Diagram Alir Perencanaan**

Pada proses pengerjaan tugas akhir ini meliputi beberapa metode penelitian, diantaranya :

#### **1. Pengamatan Lapangan:**

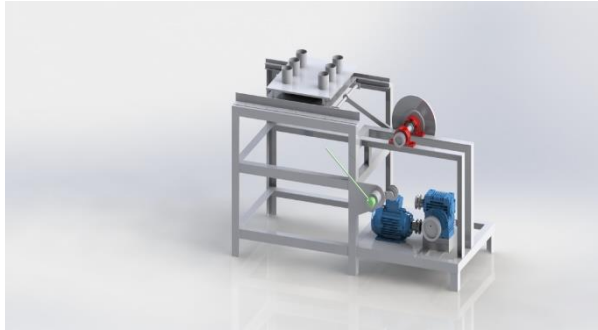
- Mengamati mesin pemotong singkong yang berada di UKM “FARI” di Probolinggo yang beralamat di desa Lemah Kembar, Kec. Sumberasih, Kab. Probolinggo (Jawa Timur). Pada mesin yang berada di UKM telah terjadi beberapa kerusakan.
- Mendengarkan permintaan pada UKM “FARI” yang mengharuskan adanya motor listrik untuk penggerakannya, pengurangan ukuran panjang hopper agar mempermudah dalam melakukan pemotongan, dan dalam perkembangan UKM menginginkan mesin tersebut dapat dipergunakan untuk memotong talas, singkong, dan pisang untuk meningkatkan produksinya .
- Melakukan perancangan ulang (redesain) pada mesin pemotong sesuai dengan permintaan pada UKM “FARI” agar dapat menunjang produksinya.

#### **2. Studi Literatur:**

Melakukan studi pustaka melalui internet dan literatur yang ada di perpustakaan ITS dengan tujuan untuk mengetahui kelebihan dan kekurangan mesin-mesin terdahulu sebagai referensi perancangan mesin yang lebih baik. Selain itu untuk mengetahui literatur yang sesuai dalam perhitungan dan perencanaan komponen yang digunakan dalam pembuatan mesin pemotong untuk talas, singkong, pisang.

#### **3. Ketentuan-ketentuan dan Pembahasan :**

Sebelum melakukan perlu dilakukan perancangan dengan membuat gambar rancangan mesin sangat diperlukan untuk mempermudah dalam merancang ulang mesin pemotong untuk talas, singkong, pisang



*Gambar 3. 2 Sket mesin pemotong talas, singkong, pisang*

#### **4. Perencanaan Mekanisme dan kapasitas Mesin :**

Percobaan awal dilakukan untuk mengetahui besarnya gaya pemotongan pada talas, singkong, pisang dengan mekanisme gambar sebagai berikut:



*Gambar 3. 3 Percobaan awal*

Keterangan :

1. Neraca Pegas
2. Tali 1 meter
3. Pulley

Metode percobaan: Dalam metode percobaan ini pulley dililitkan pada tali sepanjang 1 meter dibuat seperti gulungan kemudian bagian sisi tali satunya diikatkan pada neraca pegas, lalu neraca pegas ditarik sampai pisau melakukan pemotongan pada pisang hingga terbelah. Metode tersebut dilakukan untuk mengetahui mesin pemotongan tersebut mampu melakukan gaya pemotong, Setelah dilakukan proses tersebut lihat pada neraca pegas akan menunjukkan angka pembebanan yang dapat dilakukan pada mesin tersebut.

#### **5. Perhitungan Gaya**

Setelah diperoleh data-data hasil dari percobaan awal maka dapat dihitung gaya yang diperlukan untuk memotong talas, singkong, pisang.

#### **6. Pemilihan Bahan**

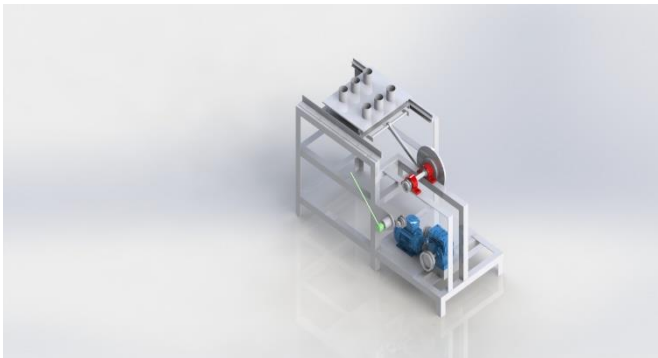
Sebelum dilakukan pembuatan mesin diawali dengan pemilihan bahan yang sesuai seperti siku baja 5 mm untuk rangka, pedal kaki, disk 30 mm, pisau *stainless steel (food grade)*, *connecting rod*, poros ST-90 dan elemen mesin lainnya.

#### **7. Modifikasi Mesin**

- Pembuatan mesin diawali dengan pengukuran material bahan dengan tujuan untuk mengetahui ukuran yang diperlukan kemudian dilakukan proses pemotongan bahan.
- Setelah proses pemotongan dilanjutkan dengan penyambungan bagian-bagian untuk mewujudkan rangka sesuai dengan dimensi gambar rancangan.
- Setelah rangka terbentuk maka, yang akan dilakukan selanjutnya adalah pembuatan bagian untuk meletakkan pisau potong atau biasa disebut rumah pisau dengan bahan *Stainless steel* yang dibentuk melalui proses pemesian sesuai bentuk rancangan.
- Kemudian dilanjutkan dengan pembuatan komponen pendukung seperti poros untuk tumpuan *disk*, pembuatan

*connecting rod, hopper, dan komponen-komponen lainnya.*

- Setelah komponen-komponennya lengkap, maka akan dilakukan proses perakitan atau *assembly*. Pada proses ini mesin telah terbentuk sesuai dengan rancangan
- Kemudian yang terakhir adalah proses pengecatan atau *painting* yang bertujuan agar alat terlihat bersih dan indah



*Gambar 3. 4 Rancangan pembuatan mesin pemotong talas, singkong, pisang*

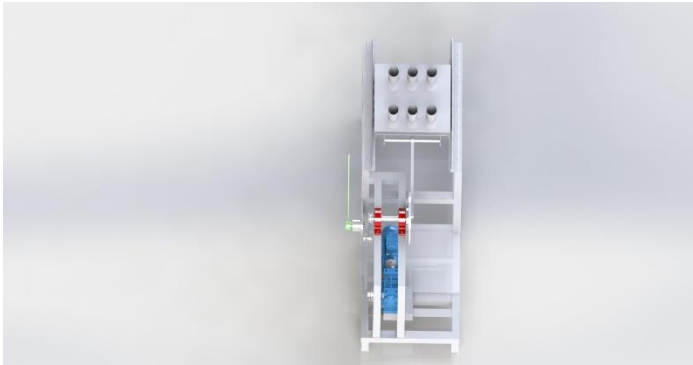
## **8. Percobaan dan Pengujian**

Pengujian dilakukan dengan menggunakan neraca pegas untuk mengetahui gaya total yang terdapat padaudukan pisau, gesekan pada bearing hingga *Sprocket* penggerak. Pengujian dilakukan untuk mengetahui kapasitas yang dapat dihasilkan oleh mesin.

## **9. Hasil dan Pembahasan**

Hasil analisa dan percobaan serta penghitungan secara keseluruhan dilanjutkan pada bab berikutnya

### 3.2 Prinsip Kerja Mesin Pemotong Talas, Singkong, Pisang



Gambar 3. 5 Prinsip kerja mesin potong pisang

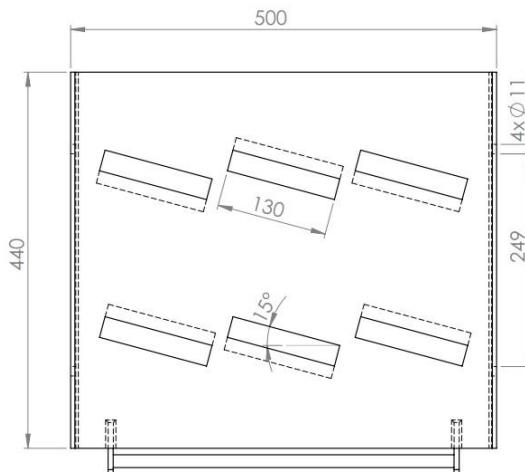
Mesin pemotong singkong ini menggunakan mekanisme penggerak motor listrik yang dapat mengubah energi listrik menjadi energi kinetik. Yang kemudain energi kinetik yang dihasilkan motor bensin dihubungkan oleh V belt dari *pulley* satu ke *pulley* dua yang terletak pada *reducer* 1/30 bertujuan untuk memperkecil putaran yang dihasilkan oleh motor listrik. Sproket penggerak dihubungkan oleh *chain* ke sprocket transmisi yang diantara dua sprocket transmisi dihubungkan oleh poros dan ditahan oleh pin. Kemudian dari sprocket kedua dihubungkan rantai menuju sprocket ketiga yang nantinya akan menggerakkan *Disk*. Sproket ketiga dan *disk* dihubungkan oleh poros dan ditahan oleh pin.

Sproket ketiga menggerakkan *disk* yang akan menggerakkan poros engkol atau *connecting rod* pada salah satu sisi *disk* yang menghubungkan antara *disk* dan landasan pisau sehingga tercipta gerakan maju mundur pada landasan pisau mengikuti kecepatan putaran yang terjadi pada *disk*.

Gerakan maju mundur tersebut menyebabkan pisau yang posisinya horizontal memotong pisang yang posisinya vertical akibat sanggahan dari *hopper*. Sehingga talas, singkong, pisang akan terpotong hingga habis, pemotongan pisang ini akan jatuh ke

posisi dimana dibawah area pengirisan akan disediakan tempat untuk menampung hasil irisan talas, singkong, pisang.

Dalam proses pemotongan kondisi kemiringan pisau sebesar  $30^\circ$  terhadap garis horizontal dan penyetelan pisau dapat diatur agar ketebalan talas, singkong, pisang yang dihasilkan dapat disesuaikan sesuai keinginan yang mengiris, pisau dapat diatur hasil ketebalan pemotongannya mengikuti dari hopper masing-masing yang telah ditentukan sebelumnya sesuai dengan yang akan dipotong. Berikut ini adalah gambar sket 2d dari papan pisaunya.



*Gambar 3. 6 Posisi dan kedudukan mata pisau*

### **3.3 Kriteria Talas, Singkong, Pisang Yang Digunakan Untuk Produksi**

#### **3.3.1 Ukuran Talas**

- Talas yang digunakan memiliki diameter maksimal 70 mm dan panjang maksimal 10-15 cm.

#### **Ukuran Singkong**

- Singkong yang digunakan memiliki diameter maksimal 70 mm dan panjang maksimal 200 mm.

#### **Ukuran Pisang**

- Pisang yang digunakan memiliki diameter maksimal 32 mm dan panjang maksimal 12-18 cm

### **3.3.2 Umur Talas**

- Talas yang bagus digunakan berumur sekitar 5-7 bulan

#### **Umur Singkong**

- Singkong yang bagus digunakan berumur sekitar 5-7 bulan.

#### **Umur Pisang**

- Pisang yang bagus digunakan berumur sekitar 2-3 bulan

### **3.3.3 Ketebalan Potongan Talas**

- Hasil potongan talas yang bagus memiliki ketebalan 2 mm.

#### **Ketebalan Potongan Singkong**

- Hasil potongan singkong yang bagus memiliki ketebalan 1 mm.

#### **Ketebalan Potongan Pisang**

- Hasil potongan pisang yang bagus memiliki ketebalan 3 mm.

### **3.4 Prosedur Pengujian**

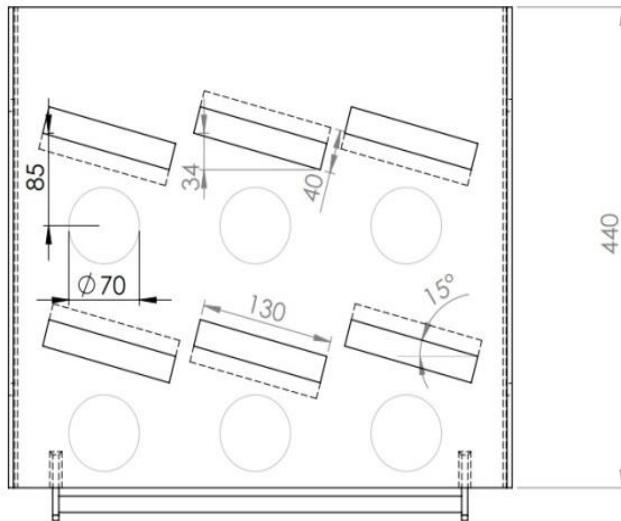
1. Menyiapkan bahan baku talas, singkong, pisang yang telah dikupas dari kulitnya dan diukur sesuai dengan diameter yang telah ditentukan
2. Menghidupkan motor listrik.
3. Memasukkan pisang yang akan dipotong pada pipa (hopper) yang telah diukur panjangnya.
4. Setelah dilakukan langkah-langkah diatas maka akan diperoleh hasil pengujian sebagaimana ditampilkan pada BAB V



## BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Menentukan Panjang Langkah

Gambar dibawah ini merupakan posisi corong dan dudukan pisau sebelum proses pemotongan .

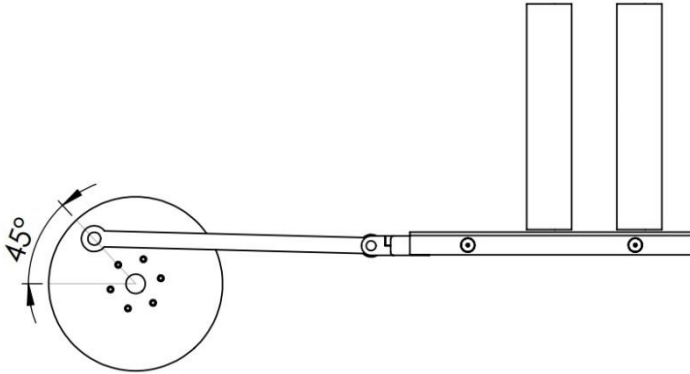


*Gambar 4. 1 Pajang langkah*

Dari gambar 4.1 diatas dijelaskan bahwa dimensi pisau memiliki panjang 130 mm dan lebar 40 mm. Ketika pisau diletakkan pada posisi 15°, maka pisau akan memiliki panjang bidang potong yang diukur secara vertikal sebesar 34 mm. Ujung pisau yang terjauh dengan bagian titik pusat corong direncanakan sebesar 85 mm dengan diameter luar corong sendiri sebesar 70 mm sebagai langkah awal sebelum pemotongan. Pada langkah setelah pemotongan direncanakan sebesar 20 mm yang diukur dari ujung pisau yang terdekat dengan tepi corong. Maka dapat diketahui

panjang langkah total untuk melakukan potongansebesar :50+30+70 = 150 mm.

#### 4.1.1 Posisi Awal Pemotongan



*Gambar 4. 2 Posisi awal pemotongan*

Dari penjelasangambar diatas dijelaskan bahwa posisi awal pusat disk dan connecting rodmembentuk sudut  $45^\circ$  dan posisi ujung pisau mulai sejajar dengan corong.Posisi ini berarti pemotongan singkong, talas, dan pisang mulai dilakukan oleh pisau.

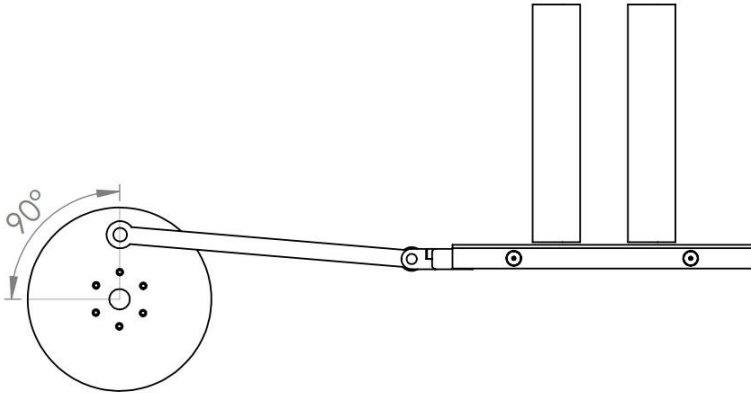
$$\sin \theta = \frac{95,45}{135}$$

$$\sin \theta = 0,707$$

$$\theta = \sin^{-1} . 0,707$$

$$\theta = 45^\circ$$

#### 4.1.2 Posisi Tengah Pemotongan

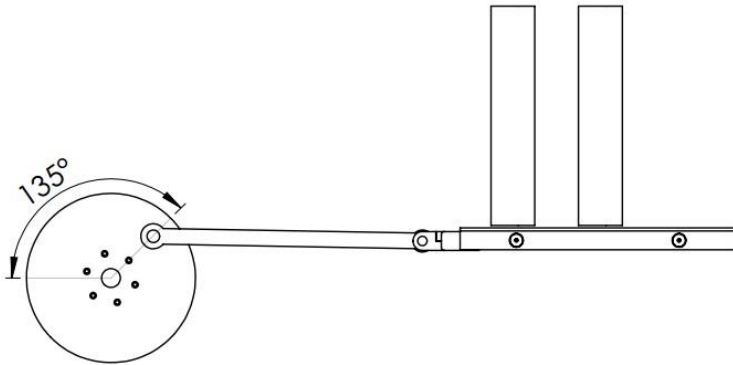


*Gambar 4. 3 Posisi tengah pemotongan*

Pada gambar 4.3 diatasdapat diketahui bahwa pada saat pusat disk dan connecting rodmembentuk sudut  $90^\circ$  posisi ujung pisau berada pada bagian tengah corong. Hal ini berarti posisi pemotongan berada pada setengah bagian dari singkong, talas, dan pisang.

$$\begin{aligned}\sin \theta &= \frac{135}{135} \\ \sin \theta &= 1 \\ \theta &= \sin^{-1}. 1 \\ \theta &= 90^\circ\end{aligned}$$

### 4.1.3 Posisi Akhir Pemotongan



*Gambar 4. 4 Prinsip kerja mesin potong pisang*

Dapat diketahui pada gambar 4.4 diatas pada saat pusat disk dan connecting rod membentuk sudut  $135^\circ$  posisi ujung pisau sudah berada pada bagian terluar dari connecting rod. Sehingga dapat di simpulkan bahwa pada posisi ini singkong, talas, dan pisang sudah terpotong.

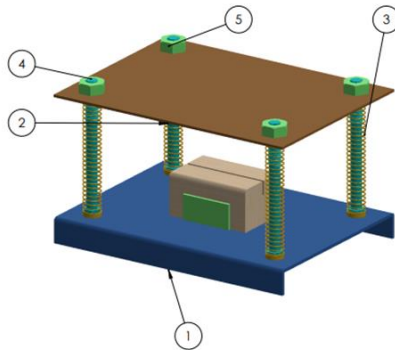
$$\begin{aligned}\sin \theta &= \frac{95,45}{135} \\ \sin \theta &= 0,707 \\ \theta &= \sin^{-1} 0,707 \\ \theta &= 45^\circ \text{ atau } 135^\circ\end{aligned}$$

## 4.2 Percobaan Gaya Potong

### Percobaan

Percobaan ini dilakukan dengan tujuan untuk mengetahui besarnya gaya potong untuk singkong, talas, dan pisang dan daya pemotongan untuk merencanakan daya motor yang akan digunakan

pada mesin pemotong singkong, talas, dan pisang ini agar dapat berjalan dengan baik, maka dari itu dilakukan percobaan dengan mekanisme percobaan seperti gambar di bawah ini:



*Gambar 4. 5Percobaan awal*

- |       |                      |         |
|-------|----------------------|---------|
| Ket : | 1. Matras Plat Geser | 4. Baut |
|       | 2. Matras Plat Atas  | 5. Mur  |
|       | 3. Pegas Tekan       |         |

Metode percobaan: dalam metode percobaan ini singkong, talas, dan pisang akan dipotong dengan cara meletakkan singkong, talas, dan pisang diatas matras kayu balsa. Setelah itu, letakkan ember dibagian matras atas, kemudian isi ember tersebut secara kontinyu dengan air sebagai beban untuk memotong singkong, talas, dan pisang. Pada saat mengisi air perhatikan singkong, talas, dan pisang tersebut, setelah mengetahui singkong, talas, dan pisang tersebut terpotong maka hentikan juga pengisian air pada ember. Angkat dan timbang ember untuk mengetahui massa yang digunakan untuk memotong singkong, talas, dan pisang.

Dari percobaan dapat diketahui bahwa gaya potong singkong, talas, dan pisang adalah :

**Tabel 4.1** Percobaan menentukan gaya potong talas

Massa Ember	Massa Ember dan Air	F
200 g	1,05 kg	10,3 N
	1,4 kg	13,734 N
	1,8 kg	17,658 N
	1,84 kg	18,05 N
	2,02 kg	19,816 N

Dari tabel 4.1 menjelaskan bahwa F merupakan gaya pemotongan yang terjadi, oleh karena itu didapatkan hasil percobaan menentukan gaya potong talas diatas maka didapatkan besarnya gaya potong maksimal untuk satu luasan talas sebesar 19,816 N.

**Tabel 4.2** Percobaan menentukan gaya potong pisang

Massa Ember	Massa Ember dan Air	F
200 g	2,85 kg	27,959 N
	2,9 kg	28,449 N
	2,95 kg	28,935 N
	3,1 kg	30,411 N
	3,3 kg	32,373 N

Dari tabel 4.2 menjelaskan bahwa F merupakan gaya pemotongan yang terjadi, oleh karena itu didapatkan hasil percobaan menentukan gaya potong pisang diatas maka didapatkan besarnya gaya potong maksimal untuk satu luasan pisang sebesar 32,373 N.

#### 4.3 Daya yang dibutuhkan

Maka selanjutnya mencari torsi pada disk dengan menggunakan hasil perhitungan diatas:

$$T_{\text{disk}} = F \cdot r$$

Dimana :

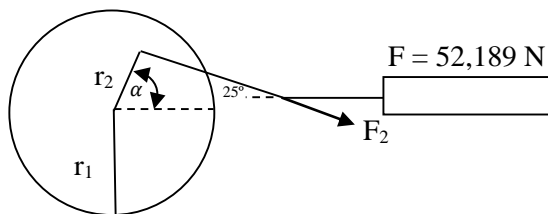
$T_{\text{disk}}$  = torsi pada disk

$F$  = gaya potong

$R$  = jari-jari disk

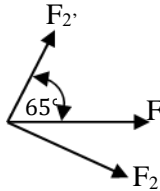
Dari rumus di atas maka di dapatkan nilai torsi pada disk:

$$F = 19,816 \text{ N} + 32,373 \text{ N} = 52,189 \text{ N}$$



*Gambar 4. 6 Diagram benda bebas proses pemotongan*

$$\begin{aligned}
 r_1 &= 150 \text{ mm} \\
 &= 0,15 \text{ m} \\
 r_2 &= 135 \text{ mm} \\
 &= 0,135 \text{ m}
 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
 F_{2'} &= F \cdot \cos 65^\circ \\
 &= 5,321 \text{ kgf} \cdot \cos 65^\circ \\
 &= 2,249 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_2 &= F \cdot \sin 65^\circ \\
 &= 5,321 \text{ kgf} \cdot \sin 65^\circ \\
 &= 4,822 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 T_{\text{disk}} &= F_2 \cdot r_2 \\
 T_{\text{disk}} &= 47,304 \text{ N} \cdot 0,135 \text{ m} \\
 T_{\text{disk}} &= 6,386 \text{ N m} \\
 T_{\text{disk}} &= 651,19 \text{ kgfmm}
 \end{aligned}$$

Selanjutnya perhitungan yang dilakukan adalah menghitung daya pada motor. Dari data yang di dapatkan diatas maka dapat dihitung daya motor yang perlu digunakan.

Putaran = 1400 melewati reducer  $\frac{1}{30}$  menjadi 46,667 rpm

$$T = 974000 \frac{\text{Daya}}{\text{Putaran}}$$

$$\text{Daya} = \frac{T \cdot \text{putaran}}{974000}$$

$$\text{Daya} = \frac{651,191 \text{ kgf m} \cdot 46,667 \text{ rpm}}{974000}$$

$$\text{Daya} = 0,081 \text{ Kw}$$



Oleh karena itu motor yang digunakan agar aman sebesar 0,5 HP.

#### 4.4 Momen Inersia

Untuk mencari momen inersia dari disk dapat menggunakan rumus :

$$I = \frac{1}{2} . m . R^2$$

Dimana :

I	= Momen Inersia	(Kg. m <sup>2</sup> )
m	= 3	(Kg)
R	= 0,15	(m)

$$I = \frac{1}{2} . m . R^2$$

$$I = \frac{1}{2} . 3 \text{ kg} . (0,15 \text{ m})^2$$

$$I = 0,033 \text{ kg.m}^2$$

#### 4.5 Kapasitas Potongan

Untuk mencari kapasitas potongan dapat menggunakan rumus :

$$Q = n . z$$

Dimana:

$$n = 46,667 \text{ rpm}$$

$$z = 2$$

$$m_{\text{singkong}} = 1,6 \text{ gr}$$

$$m_{\text{talas}} = 1,8 \text{ gr}$$

$$m_{\text{pisang}} = 2,3 \text{ gr}$$

Sehingga :

$$Q = m \cdot n \cdot z$$

$$Q = 1,6 \cdot 46,667 \cdot 2$$

$$Q = 149,334 \text{ gr/menit}$$

$$Q = m \cdot n \cdot z$$

$$Q = 1,8 \cdot 46,667 \cdot 2$$

$$Q = 168 \text{ gr/menit}$$

$$Q = m \cdot n \cdot z$$

$$Q = 2,3 \cdot 46,667 \cdot 2$$

$$Q = 214,668 \text{ gr/menit}$$

$$Q_{\text{total}} = 149,334 \text{ gr/menit} + 168 \text{ gr/menit} + 214,668 \text{ gr/menit}$$

$$= 532,002 \text{ gr/menit}$$

$$= 31,92 \text{ kg/jam}$$

#### 4.6 Daya dan Putaran Motor

Dimana :

$$P = 0,081 \text{ Kw}$$

Daya Perencanaan

$$P_d = F_c \cdot P$$

$$P_d = 1,3 \cdot 0,081 \text{ Kw}$$

$$P_d = 0,105 \text{ Kw}$$

Rumus yang digunakan untuk menghitung putaran poros motor dan poros transmisi, adalah:

$$n_2 = \frac{D_1}{D_2} n_1$$

Dimensi pulley didapatkan :

$$n_1 = 1400 \text{ rpm (motor)}$$

$$D_{1 \text{ (pulley1)}} = 3 \text{ inchi} = 76,2 \text{ mm}$$

$$D_{2 \text{ (pulley2)}} = 3 \text{ inchi} = 76,2 \text{ mm}$$

$$D_3 \text{ (pulley3)} = 5 \text{ inchi} = 127 \text{ mm}$$

$$D_4 \text{ (pulley4)} = 3 \text{ inchi} = 76,2 \text{ mm}$$

$$d_{\text{(poros reducer)}} = 30 \text{ mm}$$

$$d_{\text{(disk)}} = 300 \text{ mm}$$

Jadi :

$$n_2 = \frac{76,2 \text{ mm}}{76,2 \text{ mm}} \cdot 1400 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 1400 \text{ rpm}$$

Karena putaran dari  $n_2$  melewati speed reducer 1/30, maka putaran poros menjadi :

$$n_3 = 1400 \text{ rpm} \cdot \frac{1}{30}$$

$$n_3 = 46,667 \text{ rpm}$$

Dari perhitungan putaran diatas kemudian dicari putaran yang terjadi pada pulley yang terhubung pada transmisi poros disk dengan menggunakan rumus seperti di bawah ini:

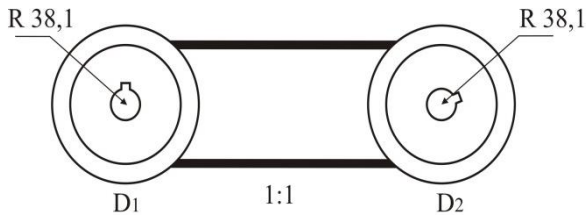
$$n_4 = \frac{D_3}{D_4} n_3$$

$$n_4 = \frac{127 \text{ mm}}{76,2 \text{ mm}} \cdot 46,667 \text{ rpm}$$

$$n_4 = 77,778 \text{ rpm}$$

Namun pada penggunaan mesin ini disarankan menggunakan putaran minimal untuk mengurangi getaran yang terjadi akibat mesin penggerak yang dapat mempengaruhi kenyamanan pada saat pengoperasian.

#### 4.7 Gaya pada *pulley* transmisi



Gambar 4. 7 Pasangan Pulley 1 dan 2

$$T_{\text{Disk}} = T_{\text{pulley1}}$$

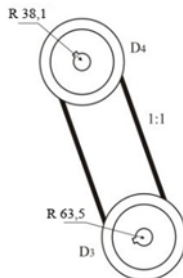
$$651,191 \text{ kgf.mm} = F_{\text{pulley1}} \cdot R_{\text{pulley1}}$$

$$651,191 \text{ kgfmm} = F_{\text{pulley1}} \cdot 38,1 \text{ mm}$$

$$F_{\text{pulley1}} = 651,191 \text{ kgf.mm} : 38,1 \text{ mm}$$

$$F_{\text{pulley1}} = 17,091 \text{ kgf.mm}$$

*Pulley 1 = Pulley 2* sehingga gaya putaran pada *pulley 2* sama.



Gambar 4. 8 Pasangan Pulley 3 dan 4

$$\begin{aligned}
T_{pulley2} &= T_{pulley3} \\
F_{pulley2} \cdot R_{pulley2} &= F_{pulley3} \cdot R_{pulley3} \\
651,191 \text{ kgf.mm} &= F_{pulley3} \cdot 63,5 \text{ mm} \\
F_{pulley3} &= 651,191 \text{ kgf.mm} : 63,5 \text{ mm} \\
F_{pulley} &= 10,254 \text{ kgf.mm}
\end{aligned}$$

*Pulley 3 = Pulley 4* sehingga gaya putaran pada *pulley 4* sama.

## 4.8 Perencanaan *Belt* dan *Pulley*

### 4.8.1 Kecepatan Keliling *Pulley*

Untuk Menghitung kecepatan keliling *belt* dapat menggunakan rumus :

$$\begin{aligned}
V &= \frac{\pi \cdot D_4 \cdot n_4}{60 \cdot 1000} \\
V &= \frac{\pi \cdot 76,2 \text{ mm} \cdot 77,778 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000} \\
V &= 0,31 \text{ m/s}
\end{aligned}$$

### 4.8.2 Gaya Keliling *Belt*

Selanjutnya untuk mencari gaya keliling *belt* dapat dicari dengan menggunakan rumus dibawah ini dengan menggunakan nilai V yang telah diketahuidari penyelesaian diatas:

$$F_{rated} = \frac{102 \cdot N}{V}$$

Diketahui :

$$N = 0,081 \text{ kW}$$

$$V = 0,31 \text{ m/s}$$

Sehingga :

$$F_{rated} = \frac{102.N}{V}$$

$$F_{rated} = 102 \text{ N} \times 0,081 \text{ kW} : 0,31 \text{ m/s}$$

$$F_{rated} = 26,651 \text{ kgf}$$

Diketahui :

$$\mu = 0,3 \text{ (Tabel koefisien gesek)}$$

$$T = 6,386 \text{ Nm}$$

$$r = 0,0635 \text{ m}$$

maka:

- $Fe = \frac{T}{r}$   
 $Fe = \frac{6,386 \text{ Nm}}{0,0635 \text{ m}} \cdot \mu$   
 $Fe = 100,5 \cdot 0,3$   
 $Fe = 30,15 \text{ N}$

- $\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \theta}$       Maka :  
 $= e^{0,3 \cdot 180}$        $F_2 = Fe/2,55$        $F_1 = Fe + F_2$   
 $= e^{0,94 \text{ rad}}$        $F_2 = 30,15/2,55$        $F_1 = 30,15 + 11,82$   
 $F_1 = 2,55 F_2$        $F_2 = 11,82 \text{ N}$        $F_1 = 41,97 \text{ N}$

#### 4.8.3 Tegangan *Belt*

Pada tahap ini yaitu mencari tegangan *belt* dapat dihitung menggunakan rumus:

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_0$$

Dimana :

$$\sigma_0 = 12 \text{ kg/cm}^2 : \text{tegangan } belt \text{ yang dianjurkan (Elemen Mesin II 75)}$$

$$\varphi = 0,9 : \text{faktor tarikan karena V-belt (Elemen Mesin II 75)}$$

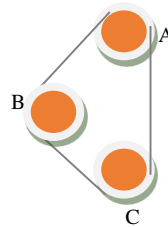
$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_0$$

$$\sigma_d = 2 \cdot 0,9 \cdot 12 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_d = 21,6 \text{ kg/cm}^2$$

#### 4.8.4 Sudut Kontak

Setelah melakukan perhitungan tegangan yang terjadi pada *belt* selanjutnya menghitung besarnya sudut kontak antara *pulley* dan *belt* dapat dihitung dengan menggunakan rumus:



Dimana :

$$D_4 = 63,5 \text{ mm}$$

$$D_3 = 38,1 \text{ mm}$$

$$D_2 = 38,1 \text{ mm}$$

Sehingga didapatkan ;

$$K_{\text{segitiga}} = a + b + c$$

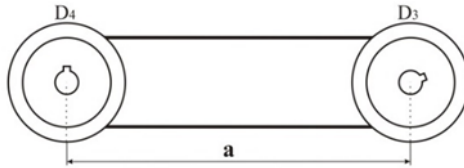
$$= 38,1 \text{ mm} + 38,1 \text{ mm} + 63,5 \text{ mm}$$

$$= 139,7 \text{ mm}$$

#### 4.8.5 Menghitung Panjang *Belt*

Kemudian pada bagian ini adalah menghitung panjang *belt* yang akan digunakan. Untuk menghitung panjang *belt* yang digunakan dapat menggunakan rumus di bawah ini yang kemudian hasilnya akan disesuaikan:

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (D_4 + D_3) + \frac{(D_4 - D_3)^2}{4 \cdot a}$$



Gambar 4. 9 Gambar Sket Panjang Belt

Dimana diketahui :

$$a = 450 \text{ mm}$$

$$D_3 = 127 \text{ mm}$$

$$D_4 = 76,2 \text{ mm}$$

Sehingga didapatkan :

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (D_4 + D_3) + \frac{(D_4 - D_3)^2}{4 \cdot a}$$

$$L = 2 \cdot 450 + \frac{3,14}{2} (127 + 76,2) + \frac{(76,2 - 127)^2}{4 \times 450}$$

$$L = 1,569 \text{ mm}$$

$$L = 1569 \text{ m}$$

Dari tabel pada lampiran 11 maka *belt* yang dipakai adalah dengan panjang 1600 mm sesuai dimensi yang ada di pasaran.

#### 4.8.6 Tegangan Maksimum pada *Belt*

Untuk menghitung tegangan maksimum pada *belt* dapat dihitung menggunakan rumus :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + Eb \frac{h}{D_{\min}}$$

Dimana :



$\sigma_0$  : Tegangan awal *V-Belt* (12 kg/cm<sup>2</sup>)

$\gamma$  : 0,75-1,05

kg/dm<sup>2</sup> Beratspesifikasiuntukbahanbelt”*Solid WofenCotton*”(Lampiran 19)

$E_b$  : Modulus elastisitas 300-600 kg/cm<sup>2</sup>  
(Lampiran 19)

Maka :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + \frac{1,05 \cdot 0,31^2}{10 \cdot 9,81} + E_b \frac{h}{D_{\min}}$$

$$\sigma_{\max} = 12 + \frac{651,191}{2 \times 450} + \frac{1,05 \cdot 0,31^2}{10 \cdot 9,81} + 300 \frac{0,8}{7,6}$$

$$\sigma_{\max} = 44,302 \text{ kg/cm}^2$$

#### 4.8.7 Jumlah Putaran *Belt*

Untuk mengetahui jumlah putaran *belt* digunakan rumus sebagai berikut :

$$u = \frac{V}{L}$$

Dimana :

$$V = 0,31 \text{ m/s}$$

$$L = 1,6 \text{ m}$$

Maka :

$$u = \frac{V}{L}$$

$$u = \frac{0,31}{1,6}$$

$$u = 0,193 \frac{\text{putaran}}{\text{satuan panjang}}$$

#### 4.8.8 Umur Belt

Dari jumlah putaran *belt* yang didapat diatas maka selanjutnya adalah menghitung umur *belt* dalam perancangan mesin ini dengan menggunakan rumus seperti dibawah ini:

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot Z} \left[ \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

Dimana diketahui :

$N_{base}$  = basis dari tegangan kelelahan yaitu  $10^7$  cycle

$U = 0,193$

$Z = 2$  buah *belt*

$\sigma_{fat}$  = fatigue limit 90 kg/cm<sup>2</sup> untuk V-Belt (elmes IIhal 64)

$\sigma_{max} = 44,302 \text{ kg/cm}^2 = 63012 \text{ lbf/in}^2$

$m = \text{Konstanta V-Belt} = 8$

Sehingga :

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot Z} \left[ \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

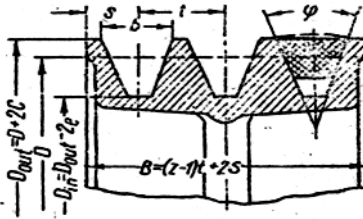
$$H = \frac{10^7}{3600 \cdot 0,193 \cdot 2} \left[ \frac{90 \text{ kg/cm}^2}{44,302 \text{ kg/cm}^2} \right]^8$$

$$H = 7196,3(290,103)$$

$$H = 2087,2 \text{ Jam}$$

#### 4.8.9 Dimensi Pulley

Pada perencanaan kami puley yang kami gunakan adalah puley tipe B. Untuk *pulley* type B diperoleh data-data sebagai berikut (*Lampiran 10*).



Gambar 4. 10 Bentuk Dan Dimensi Pulley

$$\begin{aligned} e &= 16 \\ c &= 5 \\ s &= 12,5 \\ t &= 20 \\ v &= 34^{\circ}-40^{\circ} \end{aligned}$$

1. *Pulley* penggerak ( $D_m$ )

a. Diameter luar *pulley* penggerak :

$$\begin{aligned} D_{out} &= D_m + 2.c \\ &= 127 + 2(5) \\ &= 137 \text{ mm} \end{aligned}$$

b. Diameter dalam *pulley* penggerak :

$$\begin{aligned} D_{in} &= D_{out} - 2.e \\ &= 137 - 2(16) \text{ mm} \\ &= 105 \text{ mm} \end{aligned}$$

c. Lebar *pulley* (B)

$$\begin{aligned} B &= (z-1).t + 2.e \\ &= (2-1)20 + 2.(16) \\ &= 52 \text{ mm} \\ &= 0,05 \text{ m} \end{aligned}$$

2. *Pulley* yang digerakkan ( $D_p$ )

a. Diameter luar *pulley* yang digerakkan :

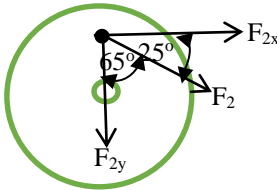
$$\begin{aligned} D_{\text{out}} &= D_p + 2.c \\ &= 76,2 + 2(5) \\ &= 86,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

b. Diameter dalam *pulley* yang digerakkan :

$$\begin{aligned} D_{\text{in}} &= D_{\text{out}} - 2.e \\ &= 86,2 \text{ mm} - 2(16) \\ &= 54,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

## 4.9 Perhitungan Poros

### 4.9.1 Daya Disk Terhadap Poros

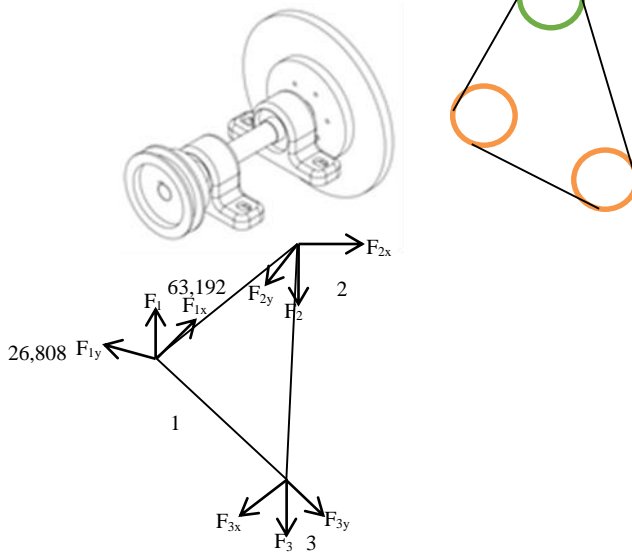


$$F_2 = 4,882 \text{ kgf} \quad F_2 = 47,876 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} FH &= F_2 \cos 25^\circ & FV &= F_2 \sin 25^\circ \\ &= 47,876 \text{ N} \cos 25^\circ & &= 47,876 \sin 25^\circ \\ &= 43,39 \text{ N} & &= 20,23 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Daya Motor} &= 0,109 \text{ Hp} \\ \text{Putaran Pulley penggerak} &= 46,667 \text{ rpm} \\ \text{Gaya berat pulley (WA)} &= 18,6 \text{ N} \\ \text{Gaya berat disk (WD)} &= 68,67 \text{ N} \end{aligned}$$

## 4.9.2 Bidang Horisontal Free Body Diagram



Pulley Kecil

$$1 \text{ dan } 2 \longrightarrow D = 76^0 = r = 38^0$$

$$3 \longrightarrow D = 127^0 = r = 63,5^0$$

$$A = 450$$

$$\text{£} = 180^0 - \frac{K.O}{A} \cdot 60^0$$

$$\text{£} = 180^0 - \frac{2.\pi.r}{A} \cdot 60^0$$

$$\text{£} = 180^0 - \frac{2.\pi.(r1+r2+r3)}{A} \cdot 60^0$$

$$\text{£} = 180^0 - \frac{2.\pi.(38+38+63,5)}{450} \cdot 60^0$$

$$\text{£} = 180^0 - \frac{2.\pi.(139,5)}{450} \cdot 60^0$$

$$\text{£} = 180^0 - \frac{876,06}{450} \cdot 60^0$$

$$£ = 1800 - 1,9468 \cdot 600$$

$$£ = 180^0 - 116,808^0$$

$$£ = 63,192^0$$

$$F_{1y} = F_1 \cos 26,808$$

$$= 17,091 \cdot 0.89$$

$$= 15,25 \text{ N}$$

$$F_{1y} = F_1 \cos 63,192$$

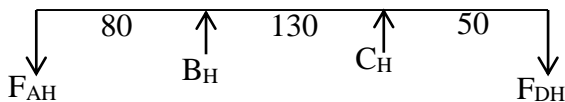
$$= 17,091 \cdot 0,45$$

$$= 7,70 \text{ N}$$

$$F_{1y} = 15,25 \text{ N} + 7,70 \text{ N}$$

$$= 22,95 \text{ N}$$

#### 4.9.2.1 Bidang Horizontal



Gambar 4. 11 Free Body Diagram Horizontal

$$\uparrow \Sigma F_Y = 0$$

$$-F_{AH} + B_H + C_H - F_{DH} = 0$$

$$B_H + C_H = F_{DH} + F_{AH}$$

$$B_H + 60,65 \text{ N} = 43,39 \text{ N} + 12,62 \text{ N}$$

$$B_H = \frac{60,65 \text{ N}}{56,01 \text{ N}}$$

$$B_H = 1,08 \text{ N}$$

$$\curvearrowright \Sigma M_B = 0$$

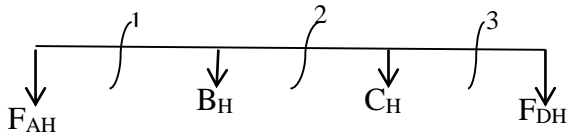
$$-F_{AH} \cdot 0,08 - C_H \cdot 0,13 + F_{DH} \cdot 0,18 = 0$$

$$C_H \cdot 0,13 = F_{DH} \cdot 0,18 - F_{AH} \cdot 0,08$$

$$C_H \cdot 0,13 = 43,39 \text{ N} \cdot 0,18 - 12,62 \cdot 0,08$$

$$C_H = \frac{7,81 \text{ N} - 1,009 \text{ N}}{0,13}$$

$$C_H = 60,65 \text{ N}$$



Gambar 4. 12 Potongan Poros Horizontal

- Potongan 1-1, kiri  $0 \leq X \leq 80\text{mm}$

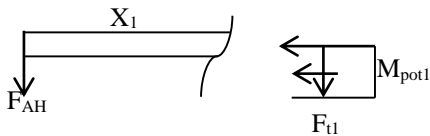
$$\begin{aligned} \curvearrowright + \Sigma M_{\text{pot1}} &= 0 \\ -F_{\text{AH}} \cdot x_1 - M_{\text{pot1}} &= 0 \\ M_{\text{pot}} &= F_{\text{AH}} \cdot x_1 \end{aligned}$$

Misal  $x_1 = 0,08 \text{ m}$

$$\begin{aligned} M_{\text{pot1}} &= 12,62\text{N} \cdot 0,08\text{m} \\ M_{\text{pot1}} &= 1,009 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow + \Sigma F_y &= 0 \\ F_{\text{AH}} - F_{\text{t1}} &= 0 \\ F_{\text{t1}} &= F_{\text{AH}} \\ F_{\text{t1}} &= 12,62\text{N} \end{aligned}$$

- Potongan 2-2, kiri  $80\text{mm} \leq X_2 \leq 210\text{mm}$



$$\begin{aligned} \curvearrowright + \Sigma M_{\text{pot2}} &= 0 \\ F_{\text{AH}} \cdot (0,08 + x_2) - F_{\text{BH}} \cdot x_2 - M_{\text{pot2}} &= 0 \\ F_{\text{AH}} \cdot (0,08 + x_2) - F_{\text{BH}} \cdot x_2 &= M_{\text{pot2}} \end{aligned}$$

Misal  $x_2 = 0,13 \text{ m}$

$$M_{\text{pot}2} = 12,62\text{N} \cdot (0,21) + 1,08\text{N} \cdot (0,13)$$

$$M_{\text{pot}2} = 2,65\text{Nm} + 0,14 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{pot}2} = 2,79 \text{ Nm}$$

$$\uparrow \Sigma F_y = 0$$

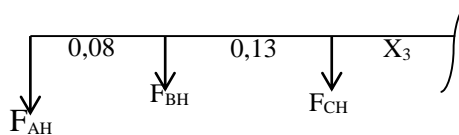
$$F_{\text{AH}} - F_{\text{BH}} - F_{\text{t}2} = 0$$

$$-F_{\text{t}2} = F_{\text{AH}} + F_{\text{BH}}$$

$$-F_{\text{t}2} = 12,62\text{N} - 1,08\text{N}$$

$$F_{\text{t}2} = 10,92\text{N}$$

- Potongan 3-3, kiri  $210\text{mm} \leq X_3 \leq 260\text{mm}$



$$\curvearrowright \Sigma M_{\text{pot}3} = 0$$

$$F_{\text{AH}} \cdot (0,21 + X_3) - F_{\text{BH}} \cdot (0,13 + X_3) - F_{\text{CH}} \cdot X_3 - M_{\text{pot}3} = 0$$

$$F_{\text{AH}} \cdot (0,21 + X_3) - F_{\text{BH}} \cdot (0,13 + X_3) - F_{\text{CH}} \cdot X_3 = M_{\text{pot}3}$$

Misal  $x_3 = 0,05 \text{ m}$

$$M_{\text{pot}3} = 12,62 \text{ N} \cdot (0,26) + 1,08\text{N} \cdot (0,18) + 60,65\text{N} \cdot (0,05)$$

$$M_{\text{pot}3} = 3,28\text{Nm} + 0,19 \text{ Nm} - 3,03 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{pot}3} = 0,44 \text{ Nm}$$

$$\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$F_{\text{AH}} - F_{\text{BH}} - F_{\text{CH}} - F_{\text{t}3} = 0$$

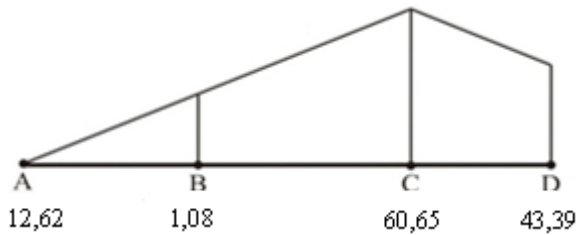
$$F_{\text{t}3} = F_{\text{AH}} - F_{\text{BH}} - F_{\text{CH}}$$

$$F_{\text{t}3} = 12,62\text{N} - 1,08\text{N} - 60,65\text{N}$$

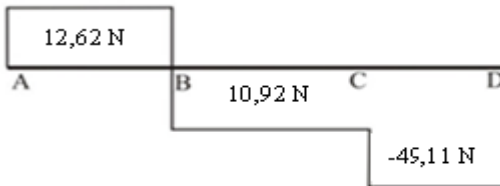
$$F_{\text{t}3} = -49,11 \text{ N}$$



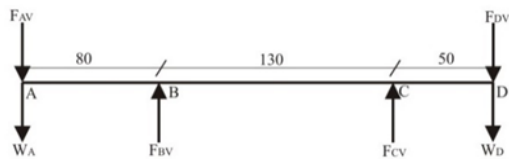
- **Diagram momen bending horizontal**



- **Diagram momen geser horizontal**



#### 4.9.2.2 Bidang Vertikal



*Gambar 4. 13 Free Body Diagram Vertikal*

$$\sum M_B = 0$$

$$-W_A \cdot 0,08 - F_{AV} \cdot 0,08 - F_{CV} \cdot 0,13 + F_{DV} \cdot 0,18 + W_D \cdot 0,18 = 0$$

$$-18,6 \text{ N} \cdot 0,08 - 22,95 \text{ N} \cdot 0,08 - F_{CV} \cdot 0,13 + 20,23 \text{ N} \cdot 0,18 + 68,67 \text{ N} \cdot 0,18 = 0$$

$$-1,48 \text{ Nm} - 1,83 \text{ Nm} - F_{CV} \cdot 0,13 + 3,64 \text{ Nm} + 12,36 \text{ Nm} = 0$$

$$F_{CV} \cdot 0,13 = 1,48 \text{ Nm} + 1,83 \text{ Nm} - 3,64 \text{ Nm} - 12,36 \text{ Nm}$$

$$F_{CV} = \frac{-12,69}{0,13}$$

$$F_{CV} = -97,6 \text{ N}$$

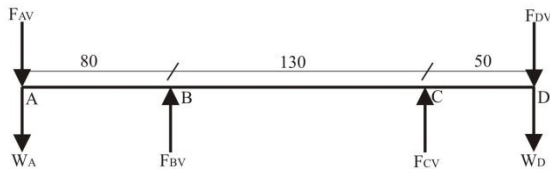
$$\sum F_y = 0$$

$$-W_A - F_{AV} + F_{BV} + F_{CV} - F_{DV} - F_{WD} = 0$$

$$F_{BV} = W_A + F_{AV} - F_{CV} + F_{DV} + F_{WD}$$

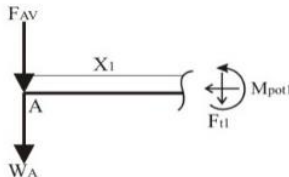
$$F_{BV} = 18,6 \text{ N} + 1,83 \text{ N} + 94 \text{ N} - 20,23 \text{ N} + 68,67 \text{ N}$$

$$F_{BV} = 162,87 \text{ N}$$



Gambar 4. 14 Potongan Poros Vertikal

Potongan 1-1, kiri =  $0 \leq X_1 \leq 80 \text{ mm}$



$$\sum M_{\text{pot1}} = 0$$

$$-M_{\text{pot1}} - F_{AV} \cdot X_1 - W_A \cdot X_1 = 0$$

$$-M_{\text{pot1}} = F_{AV} \cdot X_1 + W_A \cdot X_1$$

Misal  $x_1 = 0,08 \text{ m}$

$$-M_{\text{pot1}} = 1,83 \text{ N} \cdot 0,08 + 18,6 \text{ N} \cdot 0,08$$

$$-M_{\text{pot1}} = 1,46 \text{ Nm} + 1,48 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{pot1}} = 2,94 \text{ Nm}$$

$$\uparrow \Sigma F_y = 0$$

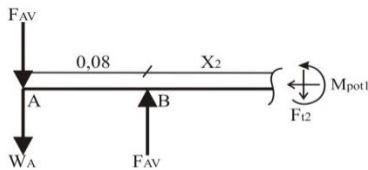
$$-F_{t1} - F_{AV} - W_A = 0$$

$$-F_{t1} = F_{AV} + W_A$$

$$-F_{t1} = 1,83 \text{ N} + 18,6 \text{ N}$$

$$F_{t1} = 20,43 \text{ N}$$

Potongan 2-2, kiri  $0 \leq x_2 \leq 130 \text{ mm}$



$$\curvearrowright \Sigma M_{\text{pot2}} = 0$$

$$-M_{\text{pot2}} - F_{AV} \cdot (0,08 + x_2) - W_A \cdot (0,08 + x_2) + F_{BV} \cdot x_2 = 0$$

$$-M_{\text{pot2}} = F_{AV} \cdot (0,08 + x_2) + W_A \cdot (0,08 + x_2) - F_{BV} \cdot x_2$$

Misal  $x_2 = 0,13 \text{ m}$

$$-M_{\text{pot2}} = 1,83 \text{ N} \cdot (0,21) + 18,6 \text{ N} \cdot (0,21) - 189,91 \text{ N} \cdot 0,13$$

$$-M_{\text{pot2}} = 0,38 \text{ Nm} + 3,91 \text{ Nm} - 24,68$$

$$M_{\text{pot2}} = -20,39 \text{ Nm}$$

$$\uparrow \Sigma F_y = 0$$

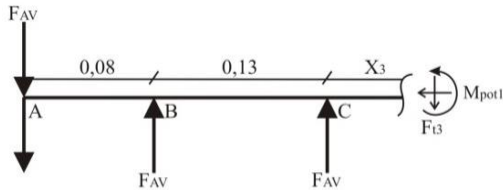
$$-F_{t2} - F_{AV} - W_A + F_{BV} = 0$$

$$-F_{t2} = F_{AV} + W_A - F_{BV}$$

$$-F_{t2} = 1,83 \text{ N} + 18,6 \text{ N} - 189,91 \text{ N}$$

$$F_{t2} = -169,48 \text{ N}$$

- Potongan 3-3, kiri  $0 \leq X_3 \leq 260\text{mm}$



$$\uparrow \sum M_{\text{pot}3} = 0$$

$$-M_{\text{pot}3} - F_{AV} \cdot (0,21 + X_3) - W_A \cdot (0,21 + X_3) + F_{BV} \cdot (0,13 + X_3) + F_{CV} \cdot X_3 = 0$$

$$-M_{\text{pot}3} = F_{AV} \cdot (0,21 + X_3) + W_A \cdot (0,21 + X_3) - F_{BV} \cdot (0,13 + X_3) - F_{CV} \cdot X_3$$

Misal  $x_3 = 0,05 \text{ m}$

$$-M_{\text{pot}3} = 1,83 \text{ N} \cdot 0,26 + 18,6 \text{ N} \cdot 0,26 - 189,91 \text{ N} \cdot 0,18 + 94 \text{ N} \cdot 0,05$$

$$-M_{\text{pot}3} = 0,47 \text{ Nm} + 4,84 \text{ Nm} - 34,18 \text{ Nm} + 4,7 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{pot}3} = -24,17 \text{ Nm}$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

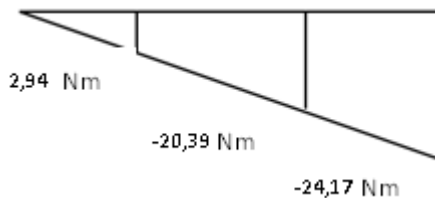
$$-F_{t3} - F_{AV} - W_A + F_{BV} + F_{CV} = 0$$

$$-F_{t3} = F_{AV} + W_A - F_{BV} - F_{CV}$$

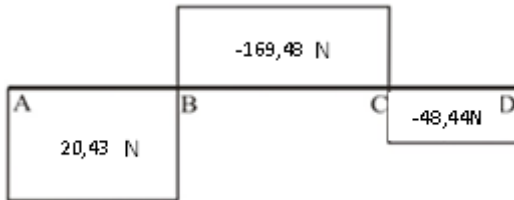
$$-F_{t3} = 1,83 \text{ N} + 18,6 \text{ N} - 189,91 \text{ N} + 94 \text{ N}$$

$$F_{t3} = -48,44 \text{ N}$$

- **Diagram Momen Bending Vertikal**



- **Diagram Gaya Geser Bidang Vertikal**



### 4.9.3 Momen Terbesar

Selanjutnya adalah perhitungan momen terbesar yang terjadi pada bidang horisontal dan vertikal. Nilainya bisa di lihat dari diagram momen yang ada di atas dimana nilainya adalah :

$$M_H = 12,62 \text{ Nm}$$

$$V_H = 42,84 \text{ N}$$

$$M_V = 3,41 \text{ Nm}$$

$$V_V = -48,44 \text{ N}$$

Sehingga didapatkan :

$$M = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2}$$

$$M = \sqrt{(12,62)^2 + (3,41)^2}$$

$$M = 58,4 \text{ Nm} \quad = 516,88 \text{ lbf.in}$$

$$V = \sqrt{(V_H)^2 + (V_V)^2}$$

$$V = \sqrt{(42,84)^2 + (48,44)^2}$$

$$V = 64,66 \text{ N} = 572,29 \text{ lbf}$$

### 4.9.4 Momen Torsi Pada poros

$$Mt = 63.000 \frac{\text{N}}{\text{n}}$$

$$Mt = 63.000 \frac{0,764 \text{ Hp}}{46,667 \text{ rpm}}$$

$$Mt = 1031,4 \text{ lbf.in}$$

#### 4.9.5 Momen Tahanan Polar

$$D = 30 \text{ mm} = 1.18 \text{ in}$$

$$W_t = \frac{J}{y} = \frac{J}{0,5.D}$$

$$W_t = \frac{\frac{\pi.D^4}{32}}{0,5.D}$$

$$W_t = \frac{\frac{\pi.1,18^4}{32}}{0,5.1,18}$$

$$W_t = 0,32 \text{ in}^3$$

#### 4.9.6 Tegangan Puntir

$$\begin{aligned}\tau_t &= \frac{Mt}{W_t} = \frac{Mt}{W_t} \\ &= \frac{1031,4}{0,32} \\ &= 3223,12 \text{ lbf.in}^{-2}\end{aligned}$$

#### 4.9.7 Tegangan Maksimum

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\tau_x}{2}\right)^2 + \tau}$$

$$\text{Dimana } \tau_x = \frac{32.Mb}{\pi.D^3}$$

$$\tau = \frac{16.Mt}{\pi.D^3}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}\tau_{\max} &= \sqrt{\left(\frac{16.Mb}{\pi.D^3}\right)^2 + \left(\frac{16.Mt}{\pi.D^3}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{16.1173,379}{\pi.1,18^3}\right)^2 + \left(\frac{16.1031,4}{\pi.1,18^3}\right)^2} \\ &= 4116,37 \text{ lbf.in}^{-2}\end{aligned}$$

#### 4.9.8 Bahan Poros

Dari mesin didapatkan :

$$D_{\text{poros}} = 30 \text{ mm}$$

Maka :

$$\begin{aligned}\tau_{\text{maks}} &\leq \frac{S_{yp}.0,5}{Sf} \\ S_{yp} &\geq \frac{\tau_{\text{maks}}.Sf}{0,5} \\ S_{yp} &\geq \frac{4116,37.2}{0,5} \\ S_{yp} &\geq 16465,48 \text{ lbf.in}^2\end{aligned}$$

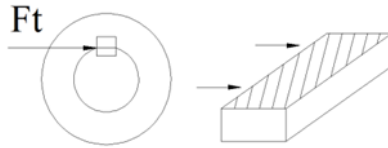
Bahan poros yang diambil AISI 1040 dengan  $S_{yp} = 54 \times 10^3$ , sehingga  $S_{yp} \geq \tau_{\text{maks}}$ .

#### 4.10 Perhitungan Pasak

Dari perhitungan sebelumnya dan dari data – data yang direncanakan didapat

$$\begin{aligned}D_{\text{poros}} &= 30 \text{ mm} = 1,18 \text{ in} \\ W &= 25\% \text{ dari } D_{\text{poros}} = 7,5 \text{ mm} = 0,29 \text{ in} \\ Ks &= \text{Koefisien tegangan geser (0,6)} \\ Kc &= \text{Koefisien tegangan kompresi (1,2)} \\ T &= 215 \text{ lbf.in}\end{aligned}$$

#### 4.10.1 Tegangan Geser Terhadap Panjang Pasak



Gambar 4. 15 Tegangan Geser Pasak

$$\tau_{maks} = \frac{2.T}{W.L.D} \leq \frac{s_{syp}}{Sf}$$

$$16465,48 = \frac{2 \cdot 215}{0,29.1,18.16465,48}$$

$$L = \frac{430}{0,29.1,18.16465,48}$$

$$L = \frac{430}{369,61}$$

$$L = 5,6 \text{ in}$$

#### 4.10.2 Sarat Aman Tegangan Geser pada Pasak

$$\frac{2.T}{W.L.D} \leq \frac{ks.Syp}{Sf}$$

$$\frac{2.215}{0,29.1,16.1,18} \leq \frac{0,6.Syp}{2}$$

$$\frac{430}{0,39} \leq \frac{0,6.Syp}{2}$$

$$\frac{1102,5.2}{0,6} \leq Syp$$

$$3675,2 \text{ psi} \leq Syp$$



#### 4.10.3 Tegangan Kompresi pada Pasak

$$\begin{aligned}\tau_c &= \frac{4.T}{W.L.D} \\ &= \frac{4.215}{0,29.1,16.1,18} \\ &= 2205 \text{ Psi}\end{aligned}$$

#### 4.10.4 Sarat Aman Tegangan Kompresi

$$\begin{aligned}\frac{4T}{W.L.D} &\leq \frac{kc.Syp}{sf} \\ \frac{4.215}{0,29.1,16.1,18} &\leq \frac{1,2.Syp}{2} \\ \frac{2205.2}{1,2} &\leq Syp \\ 3675,33 \text{ Psi} &\leq Syp\end{aligned}$$

#### 4.11 Perhitungan Bantalan

Bearing yang di pakai dalam rancangan ini adalah *Single Row Deep Gove Ball Bearing*. Dan dari analisa dan perhitungan pada bagian sebelumnya diperoleh data-data sebagai berikut :

1. Diameter poros (Dp) : 1,18 in = 30 mm

2. Gaya bantalan di titik B : (F<sub>BH</sub>) = 1,08 N  
: (F<sub>BV</sub>) = 188,08 N

3. Gaya bantalan di titik C : (F<sub>CH</sub>) = 60,65 N  
: (F<sub>CV</sub>) = -96,8 N

4. Dalam perencanaan didapat nilai Co = 3340 dan C= 4850  
(lampiran 21)

5. Harga vektor putaran ( $V$ ) = 1 untuk ring dalam berputar.

#### 4.11.1 Gaya Radial Bantalan

Sehingga perhitungan gaya radial yang terjadi pada bantalan C adalah sebagai berikut:

Bantalan B

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{(F_{BH})^2 + (F_{BV})^2} \\ &= \sqrt{1,08^2 + 188,08^2} \\ &= \sqrt{1,16 + 35374,24} \\ &= \sqrt{35375,24} \\ &= 188,08\text{N} \qquad \qquad = 42,28\text{ lbf} \end{aligned}$$

Bantalan C

$$\begin{aligned} F_c &= \sqrt{(F_{CH})^2 + (F_{CV})^2} \\ &= \sqrt{60,65^2 + 96,8^2} \\ &= \sqrt{3678,4 + 9370,24} \\ &= \sqrt{13048,6} \\ &= 114,23\text{ N} \\ &= 25,68\text{ lbf} \end{aligned}$$

#### 4.11.2 Beban Ekuivalen

Bantalan menerima beban yang berkombinasi antara beban radial ( $F_r$ ) dan beban aksial ( $F_a$ ) karena type bantalan yang dipilih adalah single row bearing maka:

$$i. Fa / Co = 0$$

Karena  $F_a = 0$  nilai  $X = 1$  dan  $Y = 0$

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad V = 1,2 (\text{Ring luar berputar})$$

$$= 1,2 \cdot 1 \cdot 87,98 + 0,0$$

$$= 105,576 \text{ lbf}$$

$$P_C = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$= 1,5 \cdot 1 \cdot 77,65 + 0,0$$

$$= 116,475 \text{ lbf}$$

#### 4.11.3 Perkiraan Umur Bantalan

Untuk mengetahui berapa umur bantalan yang nantinya diganti yang baru, maka umur bantalan sebaiknya diganti dengan umur :

Bantalan B

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P} \right)^h \frac{10^6}{60n_4}$$

$$= \left( \frac{3660}{105,576} \right)^3 \left( \frac{10^6}{60 \cdot 77,778} \right)$$

$$= 8,927 \times 10^6 \text{ jam kerja}$$

*Halaman Sengaja Dikosongkan*

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan perencanaan dan perhitungan terhadap mesin pemotong, maka diperoleh data-data sebagai berikut :

1. Hasil pemotongan yang didapatkan adalah pada talas 2mm, singkong 1mm, pisang 3mm
2. Torsi yang didapat pada disk didapat 945 kgf.mm
3. Diameter pasak yang didapat 7,5 mm
4. Motor yang digunakan adalah motor listrik dengan daya 1/2 HP dan putaran sebesar 1400 rpm.
5. Poros yang digunakan dari bahan baja AISI 1050 , dengan diameter 30 mm dan panjang 300 mm
6. Bearing yang digunakan pada sistem kerja poros adalah pillow block type single row deep groove dengan diameter dalam 30 mm.

#### **5.2 Saran**

1. Membuat perhitungan baru pada sistem pencekaman yang lebih baik pada pipa agar posisi talas, singkong, dan pisang tidak berubah saat dilakukan proses pemotongan
2. Putaran mesin yang digunakan seminimal mungkin guna mengurangi getaran akibat motor penggerak yang dapat mempengaruhi kenyamanan pemakaian.

*Halaman Sengaja Dikosongkan*

## DAFTAR PUSTAKA

1. Wulan Aprilia Wanti (2010) “Pembuatan Keripik Pisang” Keripik pisang adalah produk bahan mentah yang di olah dengan cara menggoreng dan pengadukan gula. kripik pisang ada yang mempunyai rasa manis, asin dan coklat.
2. Septa Ermin Ayu (2013) “Pembuatan Keripik Singkong Pedas” Dalam menjalankan bisnis keripik singkong pedas, yang terpenting adalah menjaga kualitas cita rasa pedas yang ditawarkan dan menjamin kerenyahan keripik yang dihasilkan.
3. Kamaludin (2011) “Analisa Sistem Manajemen Mutu Keripik Pisang Pada UKM Sari Madu Tani” Dari segi bahan baku utama keripik pisang yang digunakan oleh UKM Sari Madu Tani berasal dari berbagai varietas tetapi yang paling sering digunakan adalah dari pisang nangka baik yang berkualitas baik maupun jelek.
4. Sularso, Suga, Kiyokatsu. 1991. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin 10<sup>th</sup> edition*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.
5. Dobrovolsky, V. 1978. *Machine Elements 2<sup>nd</sup> edition*. Moscow : Peace.
6. Sunardi Tjandra dan Agus Susanto (2008) “Rancang Bangun Mesin Pengiris Pisang” dengan motor listrik AC. Kapasitas yang dihasilkan 60kg/jam dengan dua variasi pengirisan, yaitu lurus (melintang) dan miring.
7. Wahyudin Van Gobel, Yunita Djamalu, Evi Sunarti Antu (2017) “Rancang Bangun Alat Pengiris Pisang” dengan menggunakan metode pengirisan pisang dengan hasil irisan bulat memanjang menggunakan empat mata pisau, hasil dari irisan bulat 1 kg menghasilkan waktu rata-rata 62,79 kg/jam, pengujian kedua untuk hasil irisan memanjang rata-rata 68,36 kg/jam digerakkan dengan motor listrik daya 0,25 Hp.
8. Trihendra Prasetyana (2015) “Perencanaan Mesin Pengiris Pisang dengan pisau (*Slicer*) Vertikal Kapasitas 120 kg/jam” dengan sistem transmisi mesin ini mengubah putaran listrik dari

1400 rpm menjadi 350 rpm dan pemakaian motor listrik dengan daya sebesar  $\frac{1}{4}$  Hp.

9. Agung Hidayatullah (2010) “Rancang Bangun Mesin Potong Singkong Menggunakan 6 *Hopper* Dengan Metode Gerak Pemotongan Translasi Berpenggerak Motor Bensin” dengan 6 mata pisau dan 6 corong yang digerakkan oleh motor bensin 5,5 HP dengan putaran 3600 rpm.



## **LAMPIRAN**

### **LAMPIRAN 1. Percobaan Awal**



Keterangan :

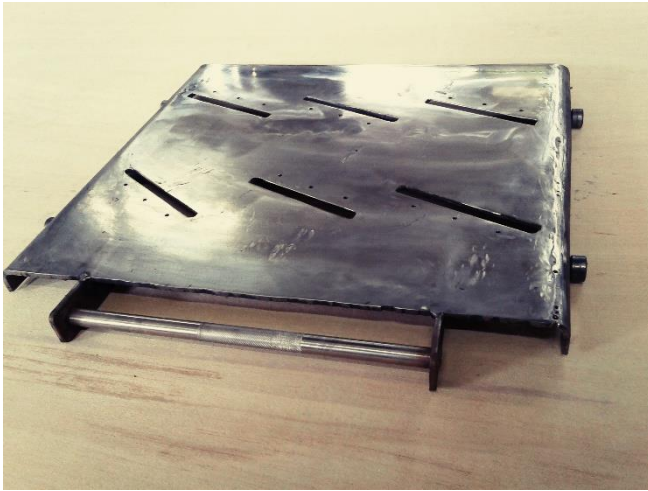
1. Neraca Pegas
2. Tali 1 meter
3. Pulley

Metode percobaan: Dalam metode percobaan ini pulley dililitkan pada tali sepanjang 1 meter dibuat seperti gulungan kemudian bagian sisi tali satunya diikatkan pada neraca pegas, lalu neraca pegas ditarik sampai pisau melakukan pemotongan pada pisang hingga terbelah. Metode tersebut dilakukan untuk mengetahui mesin pemotongan tersebut mampu melakukan gaya pemotong. Setelah dilakukan proses tersebut lihat pada neraca pegas akan menunjukkan angka pembebanan yang dapat dilakukan pada mesin tersebut. Nilai yang ditunjukkan oleh neraca pegas itu yang nantinya menjadi rujukan perhitungan pemotongan pisang.

## LAMPIRAN 2. ( Mesin Potong Singkong UKM “FAHRI” )



### LAMPIRAN 3. ( Penampang Pisau )



#### **LAMPIRAN 4. ( Pembuatan Mesin Potong Pisang )**



## LAMPIRAN 5. ( Hasil Akhir Mesin Pemotong Pisang )



**LAMPIRAN 6. ( Hasil Potongan Pisang )**



## LAMPIRAN 7. (Tabel Konversi Satuan .a)

TABLE. 1 <i>Conversion Factors</i>		
<b>Area</b>		
1 mm <sup>2</sup> = 1.0 × 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup>	1 ft <sup>2</sup> = 144 in. <sup>2</sup>	
1 cm <sup>2</sup> = 1.0 × 10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup> = 0.1550 in. <sup>2</sup>	1 in. <sup>2</sup> = 6.4516 cm <sup>2</sup> = 6.4516 × 10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup>	
1 m <sup>2</sup> = 10.7639 ft <sup>2</sup>	1 ft <sup>2</sup> = 0.092 903 m <sup>2</sup>	
<b>Conductivity</b>		
1 W/m-K = 1 J/s-m-K		
= 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K	
<b>Density</b>		
1 kg/m <sup>3</sup> = 0.06242797 lbm/ft <sup>3</sup>	1 lbm/ft <sup>3</sup> = 16.018 46 kg/m <sup>3</sup>	
1 g/cm <sup>3</sup> = 1000 kg/m <sup>3</sup>		
1 g/cm <sup>3</sup> = 1 kg/L		
<b>Energy</b>		
1 J = 1 N-m = 1 kg-m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>		
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J	
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 <sup>-3</sup> Btu	
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ	
1 erg = 1.0 × 10 <sup>-7</sup> J	= 778.1693 lbf-ft	
1 eV = 1.602 177 33 × 10 <sup>-19</sup> J		
<b>Force</b>		
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N	
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)		
<b>Gravitation</b>		
g = 9.80665 m/s <sup>2</sup>	g = 32.17405 ft/s <sup>2</sup>	
<b>Heat capacity, specific entropy</b>		
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K	
<b>Heat flux (per unit area)</b>		
1 W/m <sup>2</sup> = 0.316 998 Btu/h-ft <sup>2</sup>	1 Btu/h-ft <sup>2</sup> = 3.15459 W/m <sup>2</sup>	
<b>Heat transfer coefficient</b>		
1 W/m <sup>2</sup> -K = 0.176 11 Btu/h-ft <sup>2</sup> -R	1 Btu/h-ft <sup>2</sup> -R = 5.67826 W/m <sup>2</sup> -K	
<b>Length</b>		
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.	
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m	
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m	
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km	
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m	



(Tabel Konversi Satuan .b)

TABLE (Continued) <i>Conversion Factors</i>	
<b>Specific kinetic energy (<math>V^2</math>)</b>	
1 $\text{m}^2/\text{s}^2 = 0.001 \text{ kJ/kg}$	1 $\text{ft}^2/\text{s}^2 = 3.9941 \times 10^{-5} \text{ Btu/lbm}$
1 $\text{kJ/kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$	1 $\text{Btu/lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$
<b>Specific potential energy (<math>Zg</math>)</b>	
1 $\text{m} \cdot g_{\text{std}} = 9.80665 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$	1 $\text{ft} \cdot g_{\text{std}} = 1.0 \text{ lbf} \cdot \text{ft}/\text{lbm}$
$= 4.21607 \times 10^{-2} \text{ Btu/lbm}$	$= 0.001285 \text{ Btu/lbm}$
	$= 0.002989 \text{ kJ/kg}$
<b>Specific volume</b>	
1 $\text{cm}^3/\text{g} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$	
1 $\text{cm}^3/\text{g} = 1 \text{ L/kg}$	
1 $\text{m}^3/\text{kg} = 16.01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$	1 $\text{ft}^3/\text{lbm} = 0.062428 \text{ m}^3/\text{kg}$
<b>Temperature</b>	
1 $\text{K} = 1^\circ\text{C} = 1.8 \text{ R} = 1.8 \text{ F}$	1 $\text{R} = (5/9) \text{ K}$
$\text{TC} = \text{TK} - 273.15$	$\text{TF} = \text{TR} - 459.67$
$= (\text{TF} - 32)/1.8$	$= 1.8 \text{ TC} + 32$
$\text{TK} = \text{TR}/1.8$	$\text{TR} = 1.8 \text{ TK}$
<b>Universal Gas Constant</b>	
$R = N_0 k = 8.31451 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$	$R = 1.98589 \text{ Btu/lbmol} \cdot \text{R}$
$= 1.98589 \text{ kcal/kmol} \cdot \text{K}$	$= 1545.36 \text{ lbf} \cdot \text{ft}/\text{lbmol} \cdot \text{R}$
$= 82.0578 \text{ atm} \cdot \text{L}/\text{kmol} \cdot \text{K}$	$= 0.73024 \text{ atm} \cdot \text{ft}^3/\text{lbmol} \cdot \text{R}$
	$= 10.7317 (\text{lbf}/\text{in}^2) \cdot \text{ft}^3/\text{lbmol} \cdot \text{R}$
<b>Velocity</b>	
1 $\text{m/s} = 3.6 \text{ km/h}$	1 $\text{ft/s} = 0.681818 \text{ mi/h}$
$= 3.28084 \text{ ft/s}$	$= 0.3048 \text{ m/s}$
$= 2.23694 \text{ mi/h}$	$= 1.09728 \text{ km/h}$
1 $\text{km/h} = 0.27778 \text{ m/s}$	1 $\text{mi/h} = 1.46667 \text{ ft/s}$
$= 0.91134 \text{ ft/s}$	$= 0.44704 \text{ m/s}$
$= 0.62137 \text{ mi/h}$	$= 1.609344 \text{ km/h}$
<b>Volume</b>	
1 $\text{m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$	1 $\text{ft}^3 = 2.831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$
1 $\text{L} = 1 \text{ dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$	1 $\text{in}^3 = 1.6387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
1 $\text{Gal (US)} = 3.785412 \text{ L}$	1 $\text{Gal (UK)} = 4.546090 \text{ L}$
$= 3.785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	1 $\text{Gal (US)} = 231.00 \text{ in}^3$



(Tabel Konversi Satuan .c)

TABLE (Continued) Conversion Factors			
<b>Mass</b>			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= $6.47989 \times 10^{-5}$ kg	1 ton	= 2000 lbm
<b>Moment (torque)</b>			
1 N-m	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft	= 1.355 818 N-m
<b>Momentum (mV)</b>			
1 kg-m/s	= 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s	= 0.138 256 kg-m/s
	= 0.224809 lbf-s		
<b>Power</b>			
1 W	= 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf-ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h
<b>Pressure</b>			
1 Pa	= 1 N/m <sup>2</sup> = 1 kg/m-s <sup>2</sup>	1 lbf/in. <sup>2</sup>	= 6.894 757 kPa
1 bar	= $1.0 \times 10^5$ Pa = 100 kPa		
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. <sup>2</sup>
	= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 5 ft H <sub>2</sub> O [4°C]
	= 10.332 56 m H <sub>2</sub> O [4°C]	1 psi	= 0.068 95 bar
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. <sup>2</sup>
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. H <sub>2</sub> O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. <sup>2</sup>
1 m H <sub>2</sub> O [4°C]	= 9.806 38 kPa		
<b>Specific energy</b>			
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm	= $2.98907 \times 10^{-3}$ kJ/kg
			= $1.28507 \times 10^{-3}$ Btu/lbm

## LAMPIRAN 8. ( Tabel Tipe dan Dimensi Belt )

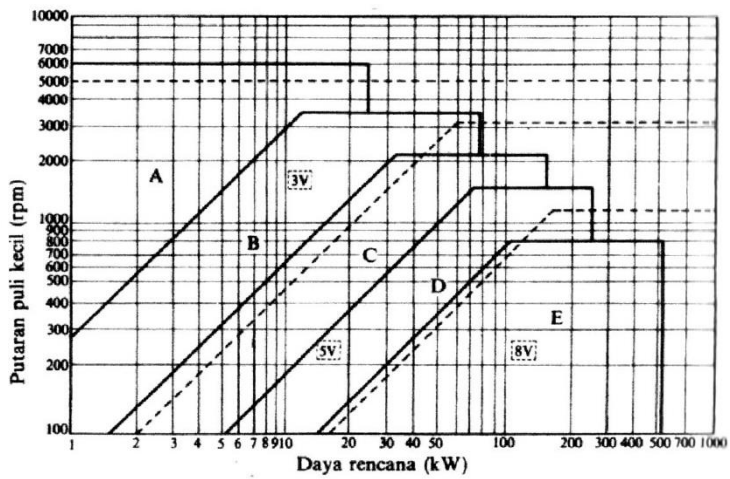
Cross-section of V-Belt		Sizes ( Fig. 121 )								Sizes (Fig. 122).				
		O	A	B	C	D	E	F		1	2	3	4	5
Cross-section area (cm2)		0,5	0,8	1,4	2,3	4,8	7	11,7		1,1	1,2	1,6	2,2	2,7
In conformity with the standard, design of inner* length of belt (mm)	min	500	500	530	1.800	3.150	4.500	6.300		560	560	900	950	950
	max	2.500	4.000	6.300	9.000	11.000	14.000	14.000		1.120	1.400	1.400	1.400	1.400
Difference between design and inner length of belt (mm)		25	33	40	55	76	95	120		38	42	46	52	59
Minimum allowable design diameters of pulley (mm)		63	90	125	200	315	500	800		80	90	105	125	140
Constancia in formula (191).	a	23	25	28	30	32	32	32						
	w	100	120	180	215	280	350	440						
Max recommended velocity ( m/s )		25	25	25	25	30	30	30		30	30	30	30	30
Design with of belt ad (mm)		8,5	11	14	19	27	32	42						
Rated sizes of pulley grooves (Fig.125)	e	10	12,5	16	21	28,5	34	43						
	c	2,5	3,5	5	6	8,5	10	12,5						
	t	12	16	20	26	37,5	44,5	58						
	s	8	10	12,5	17	24	29	38						
			34-40			36-40								

## LAMPIRAN 9. ( Ukuran Belt )

Penampang sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi $d_p$ )	$\alpha(^{\circ})$	$W^*$	$L_o$	$K$	$K_o$	$e$	$f$
A	71 – 100	34	11,95	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
	101 – 125	36	12,12					
	126 atau lebih	38	12,30					
B	125 – 160	34	15,86	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	161 – 200	36	16,07					
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200 – 250	34	21,18	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
	251 – 315	36	21,45					
	316 atau lebih	38	21,72					
D	355 – 450	36	30,77	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
	451 atau lebih	38	31,14					
E	500 – 630	36	36,95	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0
	631 atau lebih	38	37,45					

\* Harga-harga dalam kolom  $W$  menyatakan ukuran standar.

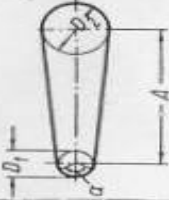

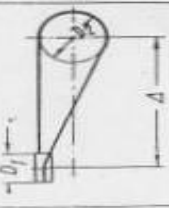
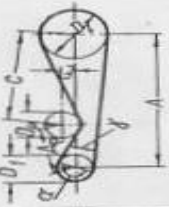
## LAMPIRAN 10. ( Tabel Dimensi V-Belt )



**LAMPIRAN 11. ( Tabel Type V-Belt )**

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt, L mm
	b mm	h mm	A mm <sup>2</sup>	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

## LAMPIRAN 12. ( Sudut Kontak dan Panjang Belt )

Sketch				
Arc of contact between the belt and the smaller pulley	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_2 + D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_2}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{2A} 60^\circ + \frac{(D_1 + D_2 - 2E)}{2A_p}$
Geometrical length of belt (disregarding tension and sag)	$L = 2A + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_1 + D_2)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{D_2^2}{2A}$	$L = (A + A_p + C) + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_2)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_p)^2}{8C} - \frac{E}{A_p} \left( \frac{D_1 + D_2}{2} \right) - \frac{E}{C} \left( \frac{D_2 + D_p}{2} \right)$

### LAMPIRAN 13. Overload Factors

Overload factor,  $K_o$  (for speed increasing and decreasing drives)

Power Source	Load on Driven Machine		
	Uniform	Moderate shock	Heavy shock
Uniform	1.00	1.25	1.75 or higher
Light shock	1.25	1.50	2.00 or higher
Medium shock	1.50	1.75	2.25 or higher

#### **LAMPIRAN 14. ( Diameter Minimum Pulley yang Diizinkan)**

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter min. yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter min. yang dianjurkan	95	145	225	350	550

Tipe sabuk sempit	3V	5V	8V
Diameter minimum	67	180	315
Diameter minimum yang dianjurkan	100	224	360



## LAMPIRAN 15. ( Faktor Koreksi )

Mesin yang digerakkan		Penggerak					
		Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak > 200%		
		Motor arus bolak-balik (momen normal, sangkar bajing, sinkron), motor arus searah (lilitan shunt)			Motor arus bolak-balik (momen tinggi, fasa tunggal, lilitan seri), motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
		Jumlah jam kerja tiap hari			Jumlah jam kerja tiap hari		
		3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
Variasi beban sangat kecil	Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kW) pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Variasi beban kecil	Konveyor sabuk (pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variasi beban sedang	Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Variasi beban besar	Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol, kalender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

## LAMPIRAN 16. (Dimensi Pulley)

Cross-sections of V-belts		(sizes in Fig. 121)							(sizes in Fig. 122)				
		O	A	B	C	D	E	P	1	2	3	4	5
cross-section area $F$ in $\text{cm}^2$		0.5	0.8	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7	1.1	1.2	1.6	2.2	2.7
conformity with the standard, design or inner length of belt in mm	min	500*	500*	630*	1,800	3,150	4,500	6,300	560*	560*	900*	950*	950*
	max	2,500	4,000	6,300	9,000	11,000	14,000	14,000	1,120*	1,400*	1,400*	1,400*	1,400*
interference between design and inner length of belt in mm		25	33	40	55	76	95	120	38	42	46	52	59
minimum allowable design diameters of pulleys in mm		63	90	125	200	315	500	800	80	90	105	125	140
constants in formula (51)	$a$	23	25	28	30	32	32	32					
	$w$	100	120	180	215	260	350	440					
minimum recommended velocity $v_{\text{max}}$ in m/sec		25	25	25	25	30	30	30	30	30	30	30	30
design width of belt $a_d$ in mm		8.5	11	14	19	27	32	42					
sizes of pulley grooves (Fig. 125) *	$e$	10	12.5	16	21	28.5	34	43					
	$c$	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5					
	$t$	12	16	20	26	37.5	44.5	58					
	$s$	8	10	12.5	17	24	29	38					
	$\varphi^\circ$	34-40			35-40			38-40					

Note. The angle of groove ( $\varphi$ ) is selected depending on the pulley diameter; a lesser angle corresponds to a lesser diameter.

## LAMPIRAN 17. (Tabel Pemilihan Material .a)

**Table A-1 Mechanical Properties of Some Cast Ferrous Materials**

Identification Number or Specification	Modulus of Elast. in Tension, psi	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongation in 2 in., %	Hardness HRC	Endurance Limit, ksi	Modulus of Elast. in Compression, psi	Compressive Strength, ksi	Shear Strength, ksi	Impact Strength, (Charpy), ft-lb
Gray Cast Irons										
ASTM, Class 20	12 × 10 <sup>6</sup>	20	—	—	160	10	—	95	32	55
ASTM, Class 25	13 × 10 <sup>6</sup>	25	—	—	165	12.5	—	100	37	55
ASTM, Class 30	15 × 10 <sup>6</sup>	30	—	—	195	14.5	—	115	44	60
ASTM, Class 40	17 × 10 <sup>6</sup>	40	—	—	220	19	—	143	57	70
ASTM, Class 50	19 × 10 <sup>6</sup>	50	—	—	238	22	—	150	65	80
ASTM, Class 60	20 × 10 <sup>6</sup>	60	—	—	260	24	—	170	72	115
Malleable Cast Irons										
32510 (ASTM A47)	25 × 10 <sup>6</sup>	50	32.5	10	133	28	25 × 10 <sup>6</sup>	208	47	16.5
35018 (ASTM A47)	25 × 10 <sup>6</sup>	53	35	18	133	31	25 × 10 <sup>6</sup>	220	51	16.5
45010 (ASTM A220)	26 × 10 <sup>6</sup>	65	45	10	185	32	23.2 × 10 <sup>6</sup>	242	49	14
50007 (ASTM A220)	26.5 × 10 <sup>6</sup>	75	50	7	204	37	23.2 × 10 <sup>6</sup>	242	75	14
60003 (ASTM A220)	27 × 10 <sup>6</sup>	80	60	3	226	39	23.2 × 10 <sup>6</sup>	242	80	14
80002 (ASTM A220)	27 × 10 <sup>6</sup>	100	80	2	255	40	23.2 × 10 <sup>6</sup>	242	100	14
Nodular or Ductile Cast Irons										
60-40-18 (ASTM or 60-45-12 A536)	23.5 × 10 <sup>6</sup>	70	52.5	10-25	178	35	—	140	—	—
80-55-06 ( " )	23.5 × 10 <sup>6</sup>	100	67.5	3-10	217	50	—	200	—	—
100-70-03* ( " )	23.5 × 10 <sup>6</sup>	110	72.5	6-10	257	55	—	220	—	—
120-90-02* ( " )	23.5 × 10 <sup>6</sup>	135	108	2-7	283	63	—	270	—	—
Heat Resistant	18.5 × 10 <sup>6</sup>	73	40	7-40	170	37	—	146	—	—

## (Tabel Pemilihan Material .b)

Table A-1 (continued)

Identification Number or Specification	Modulus of Elast. in Tension, psi	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongation in 2 in., %	Hardness BHN	Endurance Limit, ksi	Modulus of Elast. in Compression, ksi	Compressive Strength, ksi	Shear Strength, ksi	Impact Strength, (Charpy), ft lb
Cast Alloy Steels <sup>b</sup>										
Class 65,000	30 x 10 <sup>6</sup>	68 <sup>c</sup>	38	32	137	32	—	—	—	60
Class 80,000	30 x 10 <sup>6</sup>	86 <sup>c</sup>	54	24	170	39	—	—	—	48
Class 105,000	30 x 10 <sup>6</sup>	110 <sup>c</sup>	91	21	217	53	—	—	—	58
Class 150,000	30 x 10 <sup>6</sup>	158 <sup>d</sup>	142	13	311	74	—	—	—	30
Class 200,000	30 x 10 <sup>6</sup>	205 <sup>d</sup>	170	8	401	88	—	—	—	14
Cast Carbon Steels										
Class 60,000 <sup>e</sup>	30 x 10 <sup>6</sup>	63	35	30	131	30	—	—	—	12
Class 70,000 <sup>f</sup>	30 x 10 <sup>6</sup>	75	42	27	143	35	—	—	—	30
Class 85,000 <sup>g</sup>	30 x 10 <sup>6</sup>	90	55	20	179	39	—	—	—	26
Class 100,000 <sup>d</sup>	30 x 10 <sup>6</sup>	105	75	19	212	45	—	—	—	40
Alloy Cast Irons										
Ni-Hard Type 2 <sup>h</sup>	25 x 10 <sup>6</sup>	60	—	—	375	—	—	—	—	38
Duriron <sup>h</sup>	23 x 10 <sup>6</sup>	16	—	—	520	—	—	—	—	3
Ni-Resist Type 1 <sup>i</sup>	16 x 10 <sup>6</sup>	27	—	—	150	—	—	—	—	60
Cast Stainless Steels										
CB-30 <sup>e</sup>	29 x 10 <sup>6</sup>	95	60	15	195	—	—	—	—	70
CF-8M <sup>j</sup>	28 x 10 <sup>6</sup>	80	42	50	163	—	—	—	—	75
CF-20 <sup>j</sup>	28 x 10 <sup>6</sup>	77	36	50	163	—	—	—	—	70
CN-7M <sup>j</sup>	24 x 10 <sup>6</sup>	69	32	48	130	—	—	—	—	70

SOURCE: Compiled from 1973 *Materials Selector*, Reinhold Publishing Co., New York; *Tool Engineers' Handbook*, 2nd. ed., McGraw-Hill Book Co., New York, and *ASME Handbook-Metal Properties*, McGraw-Hill Book Co., New York.

<sup>a</sup> Obtained by heat treatment involving normalizing or quenching and tempering.

<sup>b</sup> Below 8% total all content.

<sup>c</sup> Normalized and tempered.

<sup>d</sup> Quenched and tempered.

<sup>e</sup> Annealed.

<sup>f</sup> Normalized.

<sup>g</sup> Wear resistant.

<sup>h</sup> Corrosion resistant.

<sup>i</sup> Heat and corrosion resistant.

<sup>j</sup> 2000F, water quenched.

## LAMPIRAN 18. (Pemilihan Pasak .a)

Sh. ft Diam- eter	Width and Thick- ness of Key, in*	Bottom of Key- seat to Opposite Side of Shaft, in	Sh. ft Diam- eter	Width and Thick- ness of Key, in*	Bottom of Key- seat to Opposite Side of Shaft, in	Sh. ft Diam- eter	Width and Thick- ness of Key, in*	Bottom of Key- seat to Opposite Side of Shaft, in	Sh. ft Diam- eter	Width and Thick- ness of Key, in*	Bottom of Key- seat to Opposite Side of Shaft, in
$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{8}$	0.430	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	1.225	$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.021	$\frac{3}{4}$	1	3.309
$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	0.493	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	1.289	$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.084	$\frac{3}{4}$	1	3.373
$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{16}$	0.517	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	1.352	$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.148	4	1	3.437
$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.581	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	1.416	$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.215	$\frac{1}{4}$	1	3.690
$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{16}$	0.644	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	1.479	$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.402	$\frac{1}{4}$	1	3.881
$\frac{13}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.708	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	1.542	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	2.450	$\frac{1}{2}$	1	3.944
$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.771	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	1.527	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	2.514	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	4.042
$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.796	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	1.591	3	$\frac{3}{4}$	2.577	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	4.232
1	$\frac{1}{4}$	0.859	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	1.655	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	2.704	5	$\frac{1}{4}$	4.296
$1\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.923	2	$\frac{1}{2}$	1.718	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	2.831	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	4.550
$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	0.956	$2\frac{1}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.782	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	2.880	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	4.740
$1\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	1.049	$2\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.845	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	2.944	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	4.803
$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	1.112	$2\frac{3}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.909	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	3.007	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	4.900
$1\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	1.137	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	1.972	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	3.140	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	5.091
$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	1.201	$2\frac{5}{16}$	$\frac{5}{8}$	1.957	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	3.261	6	$\frac{1}{2}$	5.155

SOURCE: ASME, ANSI Standard B17.1-1967.

\*Tolerance on key = -0.0020 in. for shafts  $\frac{1}{2}$  to  $\frac{1}{4}$  in., inclusive; -0.0025 in. for shafts  $\frac{3}{16}$  to  $\frac{1}{4}$  in., inclusive; -0.0030 in. for shafts  $\frac{3}{8}$  to 6 in., inclusive.

(Pemilihan Pasak .b)

Key No.	Suggested Shaft Sizes, in.	Nominal Key-Size	Height of Key, in.		Distance Below Center*	Shearing Area, in. <sup>2</sup>
		A <sup>†</sup> x B in.	Max. C	Max. D	E in.	
204	$\frac{5}{16} - \frac{3}{8}$	$\frac{1}{16} \times \frac{1}{2}$	0.203	0.194	$\frac{3}{64}$	0.030
305	$\frac{7}{16} - \frac{1}{2}$	$\frac{3}{32} \times \frac{5}{8}$	0.250	0.240	$\frac{1}{16}$	0.052
405	$\frac{11}{16} - \frac{3}{4}$	$\frac{1}{8} \times \frac{5}{8}$	0.250	0.240	$\frac{1}{16}$	0.072
506	$\frac{13}{16} - \frac{15}{16}$	$\frac{5}{32} \times \frac{3}{4}$	0.313	0.303	$\frac{1}{16}$	0.109
507	$\frac{7}{8} - \frac{15}{16}$	$\frac{5}{32} \times \frac{7}{8}$	0.375	0.365	$\frac{1}{16}$	0.129
608	1 - $1\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16} \times 1$	0.438	0.428	$\frac{1}{16}$	0.178
807	1 $\frac{1}{4}$ - $1\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4} \times \frac{7}{8}$	0.375	0.365	$\frac{1}{16}$	0.198
809	1 $\frac{1}{4}$ - $1\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4} \times 1\frac{1}{8}$	0.464	0.475	$\frac{5}{64}$	0.262
810	1 $\frac{1}{4}$ - $1\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4} \times 1\frac{1}{4}$	0.547	0.537	$\frac{5}{64}$	0.296
812	1 $\frac{1}{2}$ - $1\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4} \times 1\frac{1}{2}$	0.641	0.631	$\frac{7}{64}$	0.356
1012	1 $\frac{13}{16}$ - $2\frac{1}{2}$	$\frac{5}{16} \times 1\frac{1}{2}$	0.641	0.631	$\frac{7}{64}$	0.438
1212	1 $\frac{7}{8}$ - $2\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8} \times 1\frac{1}{2}$	0.641	0.631	$\frac{7}{64}$	0.517

SOURCE: ASME: AWSI Standard B17.2-1967.

\*This dimension is given to help make drawings and layouts.

†The key extends into the hub a distance of 4-2.

( Pemilihan Pasak .c)

Standards Dimensions and Load Ratings of Radial Rolling Bearings (C<sub>0</sub> = Basic static load rating, lb, C<sub>10</sub> = Basic dynamic load rating, lb)

Bearing	Series 100		Series 200		Series 300		Series 400		Series 500		Series 600		Series 700		Series 800		Series 900		Series 00		Series 01		Series 02		Series 03		Series 04		Series 05		Series 06		Series 07		Series 08		Series 09		Series 10		Series 11		Series 12		Series 13		Series 14		Series 15		Series 16		Series 17		Series 18		Series 19		Series 20		Series 21		Series 22		Series 23		Series 24		Series 25		Series 26		Series 27		Series 28		Series 29		Series 30		Series 31		Series 32		Series 33		Series 34		Series 35		Series 36		Series 37		Series 38		Series 39		Series 40		Series 41		Series 42		Series 43		Series 44		Series 45		Series 46		Series 47		Series 48		Series 49		Series 50		Series 51		Series 52		Series 53		Series 54		Series 55		Series 56		Series 57		Series 58		Series 59		Series 60		Series 61		Series 62		Series 63		Series 64		Series 65		Series 66		Series 67		Series 68		Series 69		Series 70		Series 71		Series 72		Series 73		Series 74		Series 75		Series 76		Series 77		Series 78		Series 79		Series 80		Series 81		Series 82		Series 83		Series 84		Series 85		Series 86		Series 87		Series 88		Series 89		Series 90		Series 91		Series 92		Series 93		Series 94		Series 95		Series 96		Series 97		Series 98		Series 99		Series 100		Series 101		Series 102		Series 103		Series 104		Series 105		Series 106		Series 107		Series 108		Series 109		Series 110		Series 111		Series 112		Series 113		Series 114		Series 115		Series 116		Series 117		Series 118		Series 119		Series 120		Series 121		Series 122		Series 123		Series 124		Series 125		Series 126		Series 127		Series 128		Series 129		Series 130		Series 131		Series 132		Series 133		Series 134		Series 135		Series 136		Series 137		Series 138		Series 139		Series 140		Series 141		Series 142		Series 143		Series 144		Series 145		Series 146		Series 147		Series 148		Series 149		Series 150		Series 151		Series 152		Series 153		Series 154		Series 155		Series 156		Series 157		Series 158		Series 159		Series 160		Series 161		Series 162		Series 163		Series 164		Series 165		Series 166		Series 167		Series 168		Series 169		Series 170		Series 171		Series 172		Series 173		Series 174		Series 175		Series 176		Series 177		Series 178		Series 179		Series 180		Series 181		Series 182		Series 183		Series 184		Series 185		Series 186		Series 187		Series 188		Series 189		Series 190		Series 191		Series 192		Series 193		Series 194		Series 195		Series 196		Series 197		Series 198		Series 199		Series 200		Series 201		Series 202		Series 203		Series 204		Series 205		Series 206		Series 207		Series 208		Series 209		Series 210		Series 211		Series 212		Series 213		Series 214		Series 215		Series 216		Series 217		Series 218		Series 219		Series 220		Series 221		Series 222		Series 223		Series 224		Series 225		Series 226		Series 227		Series 228		Series 229		Series 230		Series 231		Series 232		Series 233		Series 234		Series 235		Series 236		Series 237		Series 238		Series 239		Series 240		Series 241		Series 242		Series 243		Series 244		Series 245		Series 246		Series 247		Series 248		Series 249		Series 250		Series 251		Series 252		Series 253		Series 254		Series 255		Series 256		Series 257		Series 258		Series 259		Series 260		Series 261		Series 262		Series 263		Series 264		Series 265		Series 266		Series 267		Series 268		Series 269		Series 270		Series 271		Series 272		Series 273		Series 274		Series 275		Series 276		Series 277		Series 278		Series 279		Series 280		Series 281		Series 282		Series 283		Series 284		Series 285		Series 286		Series 287		Series 288		Series 289		Series 290		Series 291		Series 292		Series 293		Series 294		Series 295		Series 296		Series 297		Series 298		Series 299		Series 300		Series 301		Series 302		Series 303		Series 304		Series 305		Series 306		Series 307		Series 308		Series 309		Series 310		Series 311		Series 312		Series 313		Series 314		Series 315		Series 316		Series 317		Series 318		Series 319		Series 320		Series 321		Series 322		Series 323		Series 324		Series 325		Series 326		Series 327		Series 328		Series 329		Series 330		Series 331		Series 332		Series 333		Series 334		Series 335		Series 336		Series 337		Series 338		Series 339		Series 340		Series 341		Series 342		Series 343		Series 344		Series 345		Series 346		Series 347		Series 348		Series 349		Series 350		Series 351		Series 352		Series 353		Series 354		Series 355		Series 356		Series 357		Series 358		Series 359		Series 360		Series 361		Series 362		Series 363		Series 364		Series 365		Series 366		Series 367		Series 368		Series 369		Series 370		Series 371		Series 372		Series 373		Series 374		Series 375		Series 376		Series 377		Series 378		Series 379		Series 380		Series 381		Series 382		Series 383		Series 384		Series 385		Series 386		Series 387		Series 388		Series 389		Series 390		Series 391		Series 392		Series 393		Series 394		Series 395		Series 396		Series 397		Series 398		Series 399		Series 400		Series 401		Series 402		Series 403		Series 404		Series 405		Series 406		Series 407		Series 408		Series 409		Series 410		Series 411		Series 412		Series 413		Series 414		Series 415		Series 416		Series 417		Series 418		Series 419		Series 420		Series 421		Series 422		Series 423		Series 424		Series 425		Series 426		Series 427		Series 428		Series 429		Series 430	
	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	10																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										

Shaft Diameter (inclusive)	Square Type		Flat Type		Tolerance		Stock Length, L		
	Maximum Width, W	Height at Large End, H*	Maximum Width, W	Height at Large End, H*	On Width	On Height	Minimum	Maximum	Advancing by Increments of
$1/2 - 9/16$	$1/8$	$1/8$	$1/8$	$3/32$	-0.0020	+0.0020	$1/2$	2	$1/4$
$5/8 - 7/8$	$3/16$	$3/16$	$3/16$	$1/8$	-0.0020	+0.0020	$3/4$	3	$3/8$
$1 5/16 - 1 1/4$	$1/4$	$1/4$	$1/4$	$3/16$	-0.0020	+0.0020	1	4	$1/2$
$1 5/16 - 1 3/8$	$5/16$	$5/16$	$5/16$	$1/4$	-0.0020	+0.0020	$1 1/4$	$5 1/4$	$5/8^†$
$1 7/16 - 1 3/4$	$3/8$	$3/8$	$3/8$	$1/4$	-0.0020	+0.0020	$1 1/2$	6	$3/4$
$1 3/16 - 2 1/4$	$1/2$	$1/2$	$1/2$	$3/8$	-0.0025	+0.0025	2	8	1
$2 5/16 - 2 3/4$	$5/8$	$5/8$	$5/8$	$7/16$	-0.0025	+0.0025	$2 1/2$	10	$1 1/4$
$2 7/8 - 3 1/4$	$3/4$	$3/4$	$3/4$	$1/2$	-0.0025	+0.0025	3	12	$1 1/2$
$3 3/8 - 3 3/4$	$7/8$	$7/8$	$7/8$	$5/8$	-0.0030	+0.0030	$3 1/2$	14	$1 3/4$
$3 7/8 - 4 1/2$	1	1	1	$3/4$	-0.0030	+0.0030	4	16	2
$4 3/4 - 5 1/2$	$1 1/4$	$1 1/4$	$1 1/4$	$7/8$	-0.0030	+0.0030	5	20	$2 1/2$
$5 3/4 - 6$	$1 1/2$	$1 1/2$	$1 1/2$	1	-0.0030	+0.0030	6	24	3

SOURCE: ASME: ANSI Standard B17.1-1967.

\* This height of the key is measured at the distance W, equal to the width of the key, from the large end.

†  $4 1/2$  in. length instead of  $4 3/8$  in.

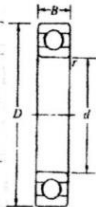


## LAMPIRAN 19. (Pemilihan Bearing)

Bearing selection data for single-row, deep-groove, Conrad-type ball bearings

A. Series 6200

Bearing number	Nominal bearing dimensions							Preferred shoulder diameter		Bearing weight	Basic static load rating, $C_0$	Basic dynamic load rating, $C$
	$d$		$D$		$B$		$r^a$	Shaft	Housing			
	mm	in	mm	in	mm	in						
6200	10	0.3937	30	1.1811	9	0.3543	0.024	0.500	0.984	0.07	520	885
6201	12	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.024	0.578	1.063	0.08	675	1180
6202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.703	1.181	0.10	790	1320
6203	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.024	0.787	1.380	0.14	1010	1660
6204	20	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.969	1.614	0.23	1400	2210
6205	25	0.9843	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.172	1.811	0.29	1610	2430
6206	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	0.039	1.406	2.205	0.44	2320	3350
6207	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	0.039	1.614	2.559	0.64	3150	4450
6208	40	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	0.039	1.811	2.874	0.82	3650	5050
6209	45	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	0.039	2.008	3.071	0.89	4150	5650
6210	50	1.9685	90	3.5433	20	0.7874	0.039	2.205	3.268	1.02	4650	6050
6211	55	2.1654	100	3.9370	21	0.8268	0.059	2.441	3.602	1.36	5850	7500
6212	60	2.3622	110	4.3307	22	0.8661	0.059	2.717	3.996	1.73	7250	9050
6213	65	2.5591	120	4.7244	23	0.9055	0.059	2.913	4.390	2.18	8000	9900
6214	70	2.7559	125	4.9213	24	0.9449	0.059	3.110	4.587	2.31	8800	10800
6215	75	2.9528	130	5.1181	25	0.9843	0.059	3.307	4.783	2.64	9700	11400
6216	80	3.1496	140	5.5118	26	1.0236	0.079	3.504	5.118	3.09	10500	12600
6217	85	3.3465	150	5.9055	28	1.1024	0.079	3.740	5.512	3.97	12300	14600
6218	90	3.5433	160	6.2992	30	1.1811	0.079	3.937	5.906	4.74	14200	16600
6219	95	3.7402	170	6.6929	32	1.2598	0.079	4.213	6.220	5.73	16300	18800
6220	100	3.9370	180	7.0866	34	1.3386	0.079	4.409	6.614	6.94	18600	21100
6221	105	4.1339	190	7.4803	36	1.4173	0.079	4.606	7.008	8.15	20900	23000
6222	110	4.3307	200	7.8740	38	1.4961	0.079	4.803	7.402	9.59	23400	25900
6224	120	4.7244	215	8.4646	40	1.5748	0.079	5.197	7.992	11.4	26200	26900



## LAMPIRAN 20 a

### Standart Dimension and Load Ratings of Radial Rolling Bearings

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

Contact angular $\alpha$ , deg	(i.Fa/Co)	Single-Row Bearing		Double-Row Bearing				e
		(Fa/V.Fr) >e		(Fa/V.Fr) <e		(Fa/V.Fr) >e		
		X	Y	X	Y	X	Y	
Radial Contact Ball Bearing								
	0,014	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028		1,99				1,99	0,22
	0,056		1,71				1,71	0,26
	0,084		1,55				1,55	0,28
	0,110		1,45				1,45	0,30
	0,170		1,31				1,31	0,34
	0,280		1,15				1,15	0,38
	0,420		1,04				1,04	0,42
	0,560		1,00				1,00	0,44
Anguler Contact Ball Bearing								
5	0,014	0,56	2,30	Use X,Y and e evaluaes applicable to single- row radial contact bearing		0,78	2,78	0,23
	0,028		1,99				2,40	0,26
	0,056		1,71				2,07	0,30
	0,085		1,55				1,87	0,34
	0,110		1,45				1,75	0,36
	0,170		1,31				1,58	0,40
	0,280		1,15				1,39	0,45
	0,420		1,04				1,26	0,50
	0,560		1,00				1,21	0,52
10	0,014	0,46	1,88	1,0		0,75	2,18	0,19
	0,029		1,71				1,98	0,22
	0,057		1,52				1,76	0,26
	0,086		1,41				1,63	0,28
	0,110		1,34				1,55	0,30
	0,170		1,23				1,42	0,34
	0,290		1,10				1,27	0,38
	0,430		1,01				1,17	0,42
	0,570		1,00				1,16	0,44

Catatan :

(Fa/V.Fr) = e , maka : X = 1 dan Y = 0 (Single-row Bearing)

Sumber : Deutschman, 1975

## LAMPIRAN 20 b

### Standart Dimension and Load Ratings of Radial Rolling Bearings

( Co = basic static load ,lb ; C = basic dynamic load rating, lb )													
Bearing Bore, d	Outside Dia. D	Max Fillet Radius in	Width B	Dimension Series 03									
				Self aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Sleep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing	
				Co	C	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C
4	16	0,012	5										
5	19	0,012	6										
6													
7													
8													
9													
10	35	0,024	11			845	1400						
12	37	0,039	12	530	1630	1040	1680						
15	42	0,039	13	590	1650	1220	1960						
17	47	0,039	14	820	2170	1470	2340						
20	52	0,039	15	900	2150	1750	2750	1920	3000				
25	62	0,039	17	1350	3110	2390	3660	2870	4220	2870	5130	6000	6700
30	72	0,039	19	1740	3700	3340	4850	3840	5370	3940	6760	8500	9500
35	80	0,059	21	2210	4350	4020	5750	4620	6340	5370	8830	9800	10800
40	90	0,059	23	2740	5110	~5020	~7040	5770	7740	6340	10300	12900	13700
45	100	0,059	25	3580	6600	6730	9120	7730	10700	9030	14200	17300	17000
50	110	0,079	27	3830	7510	8010	10700	9200	11800	11100	17000	18300	19300

Sumner, Deutchman, 1975

**Lampiran 21. Tabel Koefisien Gesek Pada Bearing**

No	Tipe Bearing	Start		Selama Berputar	
		Radial	Aksial	Radial	Aksial
1.	Ball Bearing	0,0025	0,0060	0,0015	0,0040
2.	Spherical Roller Bearing	0,0030	0,1200	0,0018	0,0080
3.	Cyilindrical Roller Bearing	0,0020	-	0,0011	-

## LAMPIRAN 22 a ( Bahan Poros )

**Table A-2** Mechanical Properties of Plain Carbon and Alloy Steels  
(based on a 1 in. diameter specimen)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
1030	N	64	50	36	68	131	75
	HR & turned	72	44	31	63	140	—
	CD	84	76	16	57	173	65
1040	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	61	149	—
	HR	91	58	27	50	201	63
1045	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	—
	N	85	50	28	55	170	60
1050	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
1095	N	99	61	25	49	207	—
	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
1095	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
	HR	142	83	18	38	295	—
1118	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
	HR	75	50	35	55	140	—
2330	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
3140	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	—
4130	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	—
4130	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50

SOURCE: *ASME Handbook—Material Properties*, McGraw-Hill Book Co., 1954; *Ryerson Data Book*, Joseph T. Ryerson and Sons, Inc., 1965.

NOTE: HR = hot rolled, HRA = hot rolled annealed, CD = cold drawn, CDA = cold drawn annealed, HRN = hot rolled normalized, A = annealed, N = normalized.

## LAMPIRAN 22 b ( Bahan Poros )

**Table A-2** (continued)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, HBIN	Machinability (Based on 1112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	54
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	50
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	—
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	—
4640	CDA	117	95	15	43	235	55
	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	—
5120	CD	92	77	20	55	187	65
	CDA	87	70	23	60	179	65
5140	CDA	105	88	18	52	212	60*
52100	HRA	100	81	25	57	192	45
	HRN	185	139	13	20	363	—
6150	CDA	111	95	14	44	223	45
	N	136	89	22	61	269	—
8620	HR	89	65	25	63	192	60
	CD	102	85	22	58	212	63
	A	78	56	31	62	149	—
	N	92	52	26	60	183	—
8640	CD	140	120	11	38	277	—
	CDA	107	90	14	45	217	60
8740	HRA	95	64	25	55	190	56
	CDA	107	96	17	48	223	66
	N	135	88	16	48	269	—
9255	HRA	113	71	22	41	229	45
	N	135	84	20	43	269	—
E9310	HR	115	75	22	58	241	45
	A	119	64	17	42	241	—
	N	132	83	19	58	269	—
9440	HR	123	80	18	47	241	—
	HRA	93	59	26	53	183	—
	N	110	72	25	58	223	—

## BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Surabaya pada tanggal 21 April 1997 dengan nama Wahyudi Tri Aris Sandi, anak ketiga dari tiga bersaudara. Pendidikan formal yang telah ditempuh yaitu bersekolah SD Angkasa Surabaya, SMP PGRI 1 Surabaya, SMAN 3 Surabaya, kemudian melanjutkan studinya di Program Studi D3 Teknik Mesin FV-ITS Surabaya dengan mengambil bidang studi Teknik Produksi/Manufaktur. Penulis juga pernah melaksanakan Kerja Praktek di PT Semen Gresik di Tuban, yang bergerak

dalam bidang manufaktur. Penulis aktif di berbagai kegiatan dalam kampus di jurusan maupun di lingkungan kampus. Pernah menjabat sebagai Staff Divisi Sponsorship Basudewo D3 Teknik Mesin FV-ITS, Staff Divisi Sponsorship Nogogeni D3 Teknik Mesin FV-ITS, serta menjadi Staff event kampus yaitu ITS EXPO. Selain itu banyak lagi pelatihan dan event-event yang diikuti dilingkungan jurusan serta dilingkungan kampus selama penulis menjadi mahasiswa aktif di ITS.